

4524/2

MINISTERIUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI



***BULETINUL
UNIVERSITĂȚII
DIN
BRAȘOV***

SERIA A

**MECANICĂ APLICATĂ
ELECTROTEHNICĂ ȘI ELECTRONICĂ
CONSTRUCȚII DE MAȘINI**

1982

VOL. XXIV

1982

VOL. XXIV



1982

Bulletin of the University of Braşov

Series A

Applied Mechanics

Electrical Engineering and Electronics

Machine Building and Material

Working Technology



Mitteilungen der Universität Braşov

Ausgabe A

Angewandte Mechanik

Elektrotechnik und Elektronik

Maschinenbau und Technologie der
Bearbeitung von Werkstoffen

БЮЛЛЕТЕНЬ БРАШОВСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Выпуск А

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРОНИКА

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

Bulletin de l'Université de Braşov

Série A

Mécanique appliquée

Electrotechnique et électronique

Construction de machines et technologie
d'usinage des matériaux

L:076844

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing. Florea Duditã (președinte),
conf.dr.ing. Mircea Ivan (vicepreședinte),
prof.dr.ing. Victor Hoffmann, conf.dr.ing.
Aurel Jula, prof.dr.ing. Darie Parascan,
conf.dr.ing. Ioan Ința

COMITETUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Victor Benche, conf.dr.ing.Alexandru
Constantinescu,prof.dr.doc.ing.Ioan Deutsch, șef
lucr.dr.ing.Nicolae Ivan (redactor șef adjunct),
conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef),prof.dr.ing.
Tiberiu Nagy, prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, conf.
dr.ing.Gheorghe Obaciu, prof.dr.ing.Virgil Olariu,
conf.dr.ing.Ioan Popescu, conf.dr.ing.Simion Popescu,
prof.dr.ing.Wilibald Szabo (redactor șef adjunct),
prof.dr.ing.Petre Tudoran,conf.dr.ing.Doru Velicu.

Secretari de redacție: șef lucr.dr.ing.Grigore Gogu,
asist.ing. Venera Iacob

SUMAR
SUMMARY
INHALTSVERZEICHNIS
SOMMAIRE

Pag.

OLARIU, V., LEONTESCU, V.: Vibrațiile neliniare, în regim transitoriu, ale sistemelor mecanice.....	1
The non-linear vibrations of mechanical systems in transitory regime.	
Nichtlineare Schwingungen, im nichtstationären Betriebszustand, der mechanischen Systeme.	
Les vibrations non lineaires, en regime transitoire, des systemes mecaniques.	
OLARIU, V., LEONTESCU, V.: Vibrațiile neliniare, în regim transitoriu, ale autovehiculelor	7
The non-linear vibrations of motor vehicles in transitory regime.	
Nichtlineare Schwingungen, im nichtstationären Betriebszustand, der Kraftfahrzeuge.	
Les vibrations non lineaires, en regime transitoire, des autovehicules.	
CHIRIACESCU, S.T.: Analiza stabilității absolute a sistemului dinamic de prelucrare multivariabil.....	13
Absolute stability analysis of the multivariable dynamic machining system.	
Analyse der absoluten Stabilität des dynamischen multivariablen Bearbeitungssystems.	
L'analyse de la stabilité absolue du système dynamique d'usinage multivariable.	
CIOBANU, M., DAJ-FLETAN, I.: Determinarea rigidității reazemului elastic intermediar la transmisiile tricardanice ale automobilelor	21
The determination of the intermediate elastic bearing rigidity to the three-cardanic transmission of automobiles.	
Bestimmung der Steifigkeit der elastischen Mittelaufgabe von Kraftfahrzeugdreikardangelngetrieben.	

La détermination de la rigidité du support élastique intermédiaire aux transmissions par trois cardans des automobiles.

DEUTSCH, I., MUNTEANU, M.Gh., RADU, Gh.N.: Modelarea unui arbore cotit prin metoda elementelor finite, cu utilizarea substructurilor 27

The modelling of a crankshaft by the finite elements method, using substructures.

Modellierung einer Kurbelwelle durch die Methode der finiten Elemente unter Verwendung von Makroelementen.

La modelage d'un vilebrequin par la méthode d'éléments finis avec l'utilisation des substructures.

CURTU, I., SPERCHEZ, FL., IORDACHE, P., ROSCA, I., COTTA, N.L., LÖX, A.: Cercetări privind mărimea și distribuția tensiunilor în structura unui schi 35

Studies on the values and distribution of stresses in the ski's structure.

Untersuchungen bezüglich Grösse und Verteilung der Spannungen in der Struktur eines Ski's.

Recherches concernant la grandeur et la distribution des tensions dans la structure d'un ski.

DIACONESCU, D., CONSTANTINESCU, C., CIRCIUMARU, G.: Despre sinteza angrenajului roată-cremalieră cu deplasare variabilă 43

On the synthesis of rack-and-gear drive with variable profile displacement.

Über die Synthese des Zahnstangengetriebes mit veränderlicher Profilverschiebung.

Sur la synthèse d'un engrenage roue-crémaillère avec déplacement variable.

MILOIU, G.: Cercetarea prin metode numerice a geometriei roților dințate cu profil arc de cerc 47

Researching by numerical methods the geometry of the cylindrical gears with circular arc basic profile.

Untersuchung der Kreisbogenzahngeometrie von Stirnrädern mit Hilfe numerischer Methoden.

La recherche par des méthodes numériques de la géométrie des roues dentées avec le profil en arc de cercle.

JULA, A., DIACONESCU, D.: Modelul teoretic al virării tractoarelor pe șenile 59

The theoretical model of the track-type tractor turning.
Das theoretische Modell der Kurvenfahrt von Raupenschleppern.
Le modèle théorique du virage des tracteurs à chenilles.

IACOB, V.: Centre de greutate ale raționalizării procesului
de proiectare prin PGD..... 67
Barycenters of the designing process rationalization by
PGD.

Schwerpunkte der Rationalisierung des Konstruktions-
prozesses durch GDV.

Centres de pesanteur de la rationalisation du processus
de projection par PGD.

IACOB, V.: Determinarea pe calculator a elementelor geometri-
ce ale transmisiilor prin curele cu axe încrucișate 73
The determination by computers of the twist-axle belt drive
geometric elements.

Rechnergestützte Bestimmung der Geometrie wellengekreuzter
Riementriebe.

La détermination par calculateur des éléments géométriques
des transmissions par courrois avec les axes croisés.

ACHIRILOAIE, I.: Un criteriu general pentru limitarea numărului
de discuri al cuplajelor cu fricțiune multidisc cuplate sub
sarcină 79

A general criterion for the limitation of the number of
disks to the multi-disk friction couplings clutched under
charge.

Ein allgemeines Begrenzungskriterium der Lamellenanzahl von
unter Last geschalteten Lamellenreibkupplungen.

Un critérium général pour la limitation du nombre de disques
des couplages à friction multidisque couplés sous charge.

SOVA, V., SOVA, M.: Aplicarea pompelor termice la instalații
de uscare cu schimb de masă variabil 85

The application of the heat pumps to the drying installations
with varying mass transfer.

Anwendung der Thermopumpen bei Trocknungsanlagen mit
veränderlichem Massenaustausch.

Emploi des pompes thermiques sur des installations de sé-
chage à échange variable de masse.

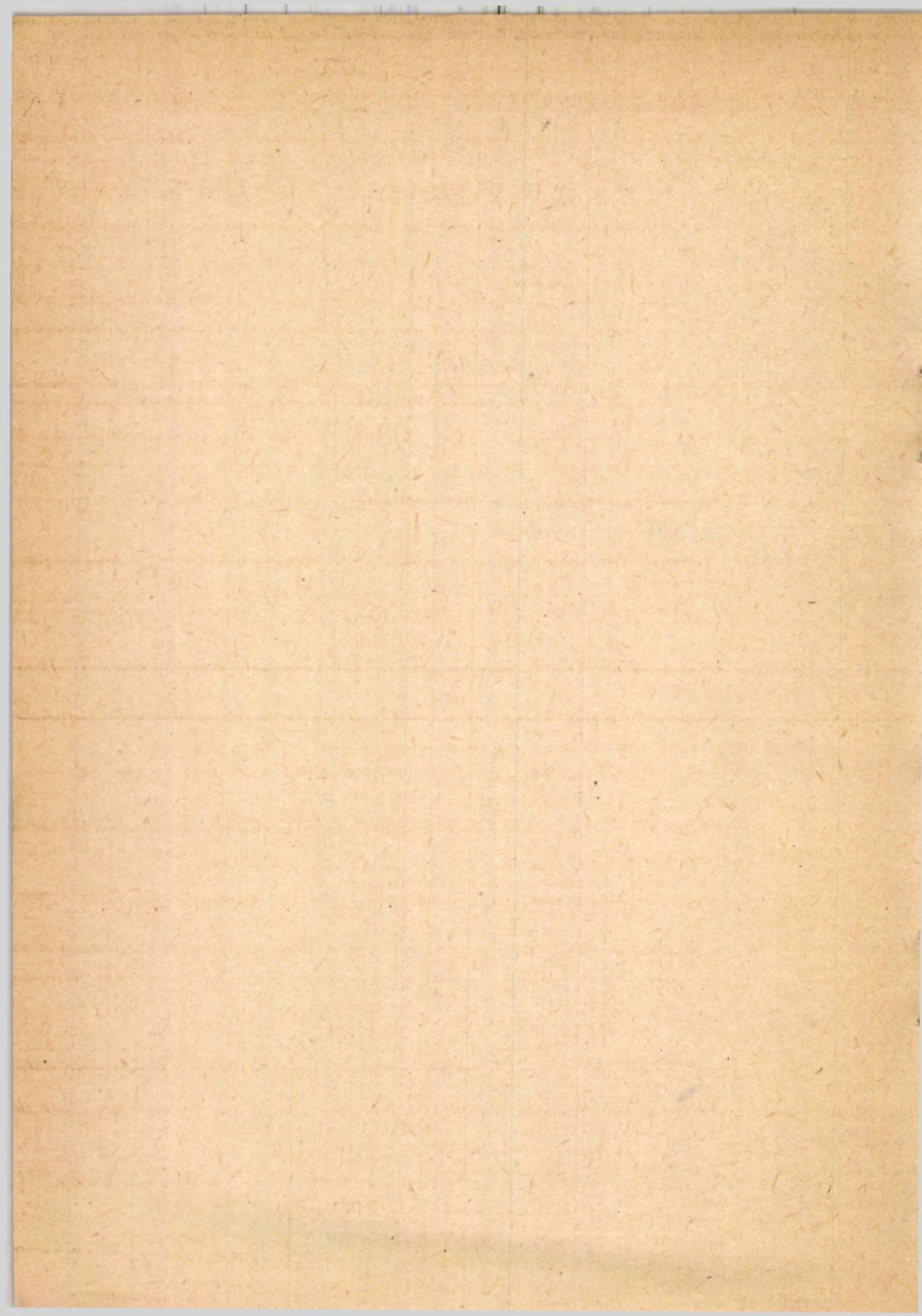
HOFFMANN, V., MURESAN, M., SERBANOIU, N., BOIAN, I.: Contribuții privind aprecierea confortabilității termice a autobuzelor	91
Contributions concerning the appreciation of the buses thermal comfort.	
Beiträge bezüglich der Beurteilung des thermischen Komfortgrades der Omnibusse.	
Contributions concernant l'estimation de la confortabilité thermique des autobus.	
CRACIUN, O., BENCHE, V.: Un debitmetru original cu aripă portantă	95
An original wing flow-meter.	
Ein origineller Durchflussmesser mit Auftriebsflügel.	
Un débitmètre original avec l'aile portante.	
ROSCA, D.M., PIUKOVICI, I.: Traductor autodeplasabil pentru măsurarea uzurii	99
Self displacing transducer for the wear measuring.	
Selbstverschiebbarer Messfühler für die Verschleissmessung.	
Traducteur auto-deplacable pour mesurer l'usure.	
CRUTU, G.: Sistem automat de compensare a puterii reactive..	103
Automatic Compensating of system of the reactive power.	
Selbstaussgleichungssystem der Blindleistung.	
Système automatique de compensation de la puissance réactive.	
Die Programme "MS" und "MV" - Eine Weiterentwicklung des Programms "SAP - 11/34" für die Automatisierung der optischen Emissionsspektrometer "ARL".	
Les programmes "MS" et "MV" - Un developpement du programme "SAP-11/34" pour l'automatisation des spectrometres "ARL" à emission optique.	
POP, S., GEIGER, D.: Programele "MS" și "MV" - O dezvoltare a programului "SAP-11/34" pentru automatizarea spectrometrelor "ARL" de emisie optică.	111
The MS and MV routines - A development of "SAP-11/34" routine for the automatisisation of the "ARL" optical emission spectrometer.	

FLOREA, D., OLARIU, V., BONDAR, L., LEONTESCU, V.: Aparat electronic multifuncțional destinat diagnosticului, anesteziei, tratamentului și profilaxiei în stomatologie și recuperare neuro-motorie - NEURODIMI.....115

Multi-functional electronic instrument destined for the diagnostic, anaesthesia, treatment and prophylaxis in stomatology and neuro-motor recuperation - NEURODIMI.

Multifunktionelles elektronisches Gerät zur Diagnose, Anästhesie, Behandlung und Prophylaxe in Stomatologie und neuro-motorischer Rehabilitation- Multidimi.

Appareil électronique, multifonctionnel destiné au diagnostic à l'anesthésie, au traitement et à la prophylaxie dans la stomatologie et la récupération neur-motrice- Neurodimi.



LES VIBRATIONS NON LINEAIRES, EN REGIME TRANSITOIRE
DES SYSTEMES MECANIQUES

Dr.ing. Virgil Olariu, professeur à l'université de
Braşov;

Ing. dipl. Vasile Leontescu, I.C.A. - Braşov.

1. Généralité

La littérature de spécialité [1], [2], [3], [4] etc. étudie notamment les vibrations des systèmes mécaniques (éléments des machines, mécanismes, machines, structures, constructions etc.) en régime stationnaire. Les régimes transitoires sont considérés seulement dans l'analyse de la stabilité des systèmes mécaniques.

En tenant compte du fait que dans la construction des machines modernes on utilise de plus en plus des éléments élastiques ayant des caractéristiques non linéaires (caoutchouc, coussins d'air, coussins métalliques, exécutés en fils métalliques, ressorts lamellaires avec une portée variable, couplage élastiques non linéaires etc) et que la majorité des régimes réels sont transitoires, dans ce travail on tente de présenter les grandeurs qui se modifient ^{en} régime transitoire par rapport au régime stationnaire, au cas des vibrations non linéaires des systèmes mécaniques.

Dans le but d'éviter des confusions, à cause de la terminologie, on veut d'abord définir une série des notions rencontrées dans l'étude des vibrations non linéaires.

Proposition 1. Les vibrations d'un système mécanique en régime stationnaire, ont lieu autour d'une position constante dans l'intervalle de temps $[t_1, t_2] = \{t/t_1 \leq t \leq t_2\}$.

Proposition 2. Les vibrations d'un système mécanique en régime transitoire ont lieu autour d'une position variable

dans l'intervalle $[t_1, t_2] \equiv \{t/t_1 \leq t \leq t_2\}$.

Proposition 3. La position du système mécanique correspondante au régime stationnaire coïncide, généralement, à la position d'équilibre statique du système.

Corollaire 1. Chaque système mécanique se trouve dans un "état" dynamique durant son mouvement oscillatoire, autant en régime stationnaire, tant qu'en régime transitoire.

Proposition 4. Le déclenchement d'un mouvement oscillatoire, autant en régime stationnaire, tant qu'en régime transitoire, est provoqué par des perturbations périodiques ou instantanées (chocs).

Corollaire 2. Le mouvement oscillatoire est la réponse du système mécaniques due aux perturbations, et la force (le moment) qui se développe dans l'élément élastique durant les oscillations du système est nommée la force (le moment) élastique de réponse.

Proposition 5. La caractéristique élastique exprime la loi de variation de la force (le moment) élastique en fonction de la déformation de l'élément élastique. Si la déformation est lente, on obtient la caractéristique statique de l'élément élastique; si la déformation se produit rapidement, on obtient la caractéristique dynamique de l'élément élastique.

Corollaire 3. Aux éléments ayant une caractéristique élastique linéaire, la caractéristique statique coïncide, généralement, à la caractéristique dynamique.

Corollaire 4. Aux éléments ayant une caractéristique élastique non linéaire, la caractéristique élastique statique ne coïncide pas, généralement, à la caractéristique dynamique.

Proposition 6. Les oscillations des systèmes mécaniques se développent d'après les caractéristiques élastiques dynamiques.

Corollaire 5. En régime transitoire, le centre de l'oscillation se déplace sur la caractéristique élastique dynamique, dans l'intervalle de temps $[t_1, t_2] \equiv \{t/t_1 \leq t \leq t_2\}$.

2. Théorèmes.

Théorème 1. Au cas de l'oscillateur non linéaire, en régime stationnaire, la force (le moment) élastique de réponse $F(q)$ est exprimée par la même fonction que la caractéristique élastique dynamique $F(\xi)$ de l'élément élastique (Fig.1), si

$F(\xi)$ est une fonction impaire.

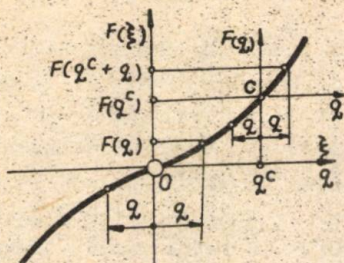


Fig. 1

Théorème 2. Au cas de l'oscillateur non linéaire en régime stationnaire, la force (le moment) élastique de réponse $F(q)$ ne s'exprime pas par la même fonction que la caractéristique dynamique $F(\xi)$ de l'élément élastique (Fig.1), si $F(\xi)$ n'est pas une fonction impaire.

Démonstration. En utilisant la même méthode des sommes finies des fonctions trigonométriques, au cas où $F(\xi)$ n'est pas une fonction impaire, il résulte $a_0 \neq 0$, ce qui montre que le centre de l'oscillation se déplace de 0 dans un point $C(q^C), F(q^C)$ sur la caractéristique élastique dynamique de l'oscillateur non linéaire ($q^C = \text{const.}$). Il s'ensuit de la figure 1 l'expression

$$F(q) = F(q^C + q) - F(q^C) \quad (1)$$

qui après le développement de la fonction $F(q^C + q)$ en série de Taylor, autour du point C , devient

$$F(q) = k(q + C_2 q^2 + \dots + C_n q^n), \quad (2)$$

où :

$$k = F'(q^C), \quad C_2 = \frac{F''(q^C)}{2! F'(q^C)}, \dots, \quad C_n = \frac{F^{(n)}(q^C)}{n! F'(q^C)} \quad (3)$$

Dans l'Eq.(3) les signes $(', \dots, ^{(n)})$ expriment les dérivées de la fonction $F(\xi)$ par rapport à ξ , puis $\xi - q^C$. Remarque donc que $F(\xi)$, même fonction polynômiale de la forme (2), a des coefficients non égaux aux $C_2, \dots, C_n$, par conséquent à la trans-

Démonstration. Pour déterminer approximativement la solution de l'équation différentielle non linéaire par la méthode des sommes finies des fonctions trigonométriques [2], le terme constant $a_0 = 0$, ce qui montre que le centre de l'oscillation se trouve en 0, d'où l'on a $F(\xi) \equiv F(q)$.

lation des axes coordonnées $\xi = q^c + q$, $F(\xi) \neq F(q)$ au cas où les caractéristiques élastiques non linéaires ne sont pas exprimables par des fonctions impaires.

Théorème 3. Au cas de l'oscillateur non linéaire, en régime transitoire la force (le moment) élastique de réponse $F(q)$ ne s'exprime pas par la même fonction que la caractéristique élastique dynamique $F(\xi)$ de l'élément élastique.

Démonstration. En régime non stationnaire le centre de l'oscillation se déplace sur la caractéristique élastique dynamique du point O (fig.1) dans un autre point. Supposons que, à un moment donné, le nouveau centre de l'oscillation se trouve en $C(q^c)$, $F(q^c)$. La force élastique de réponse $F(q)$ sera obtenue par la translation des axes $\xi = q^c + q$, $F(\xi) = F(q^c) + F(q)$, qui aboutit à l'Eq.(2), dans laquelle les coefficients de la forme (3) sont des fonction du temps, parce que q^c est une fonction variable de temps, explicite.

Si $F(\xi)$ est une fonction impaire, $F(\xi) \neq F(q)$, étant donné que $F(q)$ possède des termes aux exposants pairs et coefficients variables dans l'intervalle de temps $[t_1, t_2] \equiv \{t/t_1 \leq t \leq t_2\}$.

Si $F(\xi)$ est une fonction polynomiale qui contient aussi des termes aux exposants pairs, comme dans l'Eq.(2), en vertu des relations (3), on peut déduire la conclusion de la théorème (2), c'est à dire que les coefficients de la fonction $F(\xi)$ diffèrent des coefficients de la fonction $F(q)$; de plus, ceux-ci sont variables dans l'intervalle de temps $[t_1, t_2]$. Comme conclusion, $F(\xi) \neq F(q)$ au cas de l'oscillateur non linéaire en régime transitoire.

Proposition 7. Au cas de l'oscillateur non linéaire horizontal dont la caractéristique élastique statique coïncide à la caractéristique dynamique, restent valables les théorèmes 1, 2 et 3.

B I B L I O G R A P H I E :

- [1] BUZDUGAN, Gh et autres. Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura academiei Rep.Soc.România, București, 1975.

- [2] DINCA, F. et TEODORESCU, C. Vibrațiile neliniare și aleatoare. Editura Academiei Rep. Soc. România, 1969.
- [3] GIBSON, I. E. Sisteme automate neliniare, Editura tehnică București, 1967.
- [4] HARRIS, C. et CREDE, Gh. Socuri și vibrații, vol. I. Editura tehnică, București, 1968.

OLARIU, V; LEONTESCU, V.

LES VIBRATIONS NON LINEAIRES, EN REGIME TRANSITOIRE
DES SYSTEMES MECANIQUES

Résumé

On analyse le déplacement du centre d'oscillation, par rapport à la position correspondant à l'équilibre statique, dans le cas de l'oscillateur non linéaire, tant en régime stationnaire qu'en transitoire.

Ce travail tente de présenter les grandeurs qui se modifient en régime transitoire par rapport au régime stationnaire.

VIBRATIILE NELINIARE, IN REGIM TRANSITORIU
ALE SISTEMELOR MECANICE

Rezumat

Se analizează deplasarea centrului de oscilație, față de poziția corespunzătoare echilibrului static, în cazul oscilatorului neliniar, atât în regim staționar cât și în regim transitoriu.

Lucrarea urmărește să prezinte mărimile care se modifică în regimul transitoriu față de cel staționar.

LES VIBRATIONS NON LINEAIRES, EN REGIME TRANSITOIRE
DES AUTOVEHICULES

Dr.ing. Virgil Olariu, professeur à l'Université de
Braşov;

Ing. dipl. Vasile Leontescu, I.C.A. - Braşov.

On considère un autovéhicule réduit à un modèle mécanique à trois degrés de mobilité, ayant des caractéristiques élastiques et d'amortissement non linéaires (Fig.1), en régime transitoire (virage, démarrage, freinage etc.). Les degrés de mobilité correspondante aux oscillations fondamentaux sont: q_1 - déplacement sur la verticale; q_2 - rotation autour de l'axe transversale passant par le centre de gravité G la masse suspendue; q_3 - rotation autour de l'axe longitudinale qui passe par G.

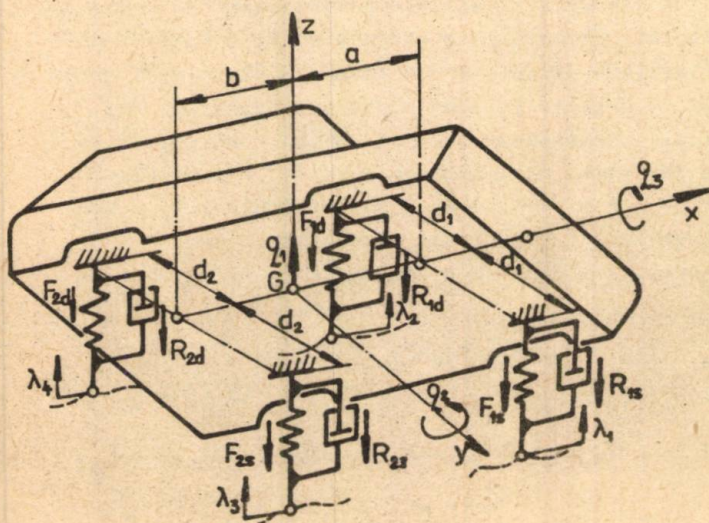


Fig.1

On désigne : q_1^0 - déformation des éléments élastiques de la partie antérieure sous la charge statique, correspondante à la caractéristique élastique statique; q_2^0 - déformation des éléments élastique de la partie postérieure sous la charge statique, correspondante à la caractéristique élastique statique; q_i^c ($i = \overline{1,3}$) - déplacement du centre d'oscillation de chaque élément élastique correspondante à la caractéristique élastique dynamique, dû au régime non stationnaire, correspondant à un de trois degrés de mobilité de la masse suspendue; $q_{1s}^c, q_{1d}^c, q_{2s}^c, q_{2d}^c$ - déplacements des centres d'oscillation des éléments élastiques correspondantes à les caractéristiques élastiques dynamiques, dûs au régime non stationnaire, correspondant à tous les degrés de mobilité de la masse suspendue; $q_{1s}, q_{1d}, q_{2s}, q_{2d}$ - déformations des éléments élastiques durant les oscillations de la masse suspendue; $k_{1s}, k_{1d}, k_{2s}, k_{2d}$ - coefficients de rigidité des éléments élastiques; $c_{1s}, c_{1d}, c_{2s}, c_{2d}$ - coefficients d'amortissement durant la course d'extension (respectivement durant la course de compression), des amortisseurs hydrauliques; $F_{1s}, F_{1d}, F_{2s}, F_{2d}$ - forces élastiques de réponse; $R_{1s}, R_{1d}, R_{2s}, R_{2d}$ - forces d'amortissement; M - masse suspendue; ρ_i ($i = \overline{2,3}$) - rayon d'inertie par rapport à l'axe transversale de rotation, respectivement par rapport à l'axe longitudinale de rotation; a, b - distance de la verticale qui passe par le centre de gravité G , à l'axe antérieure, respectivement à l'axe postérieure; $2d_1$ - distance entre les éléments élastiques antérieurs; $2d_2$ - distance entre les éléments élastiques postérieurs; $F_1 = F_1(x)$ - caractéristique élastique dynamique des éléments élastiques antérieurs; $F_2 = F_2(x)$ - caractéristique élastique dynamique des éléments élastiques postérieurs; λ_i ($i = \overline{1,4}$) - microprofil de la voie sous les roues de l'autovéhicule; λ_0 - dénivellement maximum de la voie; v - vitesse de l'autovéhicule; L_0 - longueur du dénivellement; t - variable temorelle.

Les équations d'équilibre dynamique de la masse suspendue sont:

$$\left. \begin{aligned} -M\ddot{q}_1 - R_{1s} - R_{1d} - R_{2s} - F_{1s} - F_{1d} - F_{2s} - F_{2d} &= 0; \\ M\ddot{q}_2 + a(R_{1s} + R_{1d} + F_{1s} + F_{1d}) - b(R_{2s} + R_{2d} + F_{2s} + F_{2d}) &= 0; \\ M\ddot{q}_3 - d_1(R_{1s} + F_{1s} - R_{1d} - F_{1d}) - d_2(R_{2s} + F_{2s} - R_{2d} - F_{2d}) &= 0; \end{aligned} \right\} (1)$$

où l'on a :

$$R_{1s} = c_{1s} q_{1s}^2 ; \quad R_{1d} = c_{1d} q_{1d}^2 ; \quad R_{2s} = c_{2s} q_{2s}^2 ;$$

$$R_{2d} = c_{2d} q_{2d}^2 ;$$

$$F_{1s} = k_{1s} (q_{1s} + C_{21}^{1s} q_{1s}^2 + \dots + C_{n1}^{1s} q_{1s}^n) ;$$

$$F_{1d} = k_{1d} (q_{1d} + C_{21}^{1d} q_{1d}^2 + \dots + C_{n1}^{1d} q_{1d}^n) ;$$

$$F_{2s} = k_{2s} (q_{2s} + C_{22}^{2s} q_{2s}^2 + \dots + C_{n2}^{2s} q_{2s}^n) ;$$

$$F_{2d} = k_{2d} (q_{2d} + C_{22}^{2d} q_{2d}^2 + \dots + C_{n2}^{2d} q_{2d}^n) ;$$

$$q_{1s} = q_1 + a q_2 - d_1 q_3 - \lambda_1 ; \quad q_{1d} = q_1 + a q_2 + d_1 q_3 - \lambda_2 ;$$

$$q_{2s} = q_1 - b q_2 - d_2 q_3 - \lambda_3 ; \quad q_{2d} = q_1 - b q_2 + d_2 q_3 - \lambda_4 ;$$

$$\dot{q}_{1s} = \dot{q}_1 + a \dot{q}_2 - d_1 \dot{q}_3 - \lambda_1 ; \quad \dot{q}_{1d} = \dot{q}_1 + a \dot{q}_2 + d_1 \dot{q}_3 - \lambda_2 ;$$

$$\dot{q}_{2s} = \dot{q}_1 - b \dot{q}_2 - d_2 \dot{q}_3 - \lambda_3 ; \quad \dot{q}_{2d} = \dot{q}_1 - b \dot{q}_2 + d_2 \dot{q}_3 - \lambda_4 ;$$

$$k_{1s} = F_1'(q_1^0 + q_{1s}^C) ; \quad k_{1d} = F_1'(q_1^0 + q_{1d}^C) ;$$

$$k_{2s} = F_2'(q_2^0 + q_{2s}^C) ; \quad k_{2d} = F_2'(q_2^0 + q_{2d}^C) ;$$

$$\lambda_i = \lambda_0 (1 - \exp(-vt/L_0)) , \quad i = \overline{1,4} , \quad [5]$$

$$\dot{\lambda}_i = \lambda_0 (v/L_0) \exp(-vt/L_0) , \quad i = \overline{1,4} ,$$

$$C_{21}^{1s} = \frac{F_1''(q_{1s}^0 + q_{1s}^C)}{2! k_{1s}} , \dots , C_{n1}^{1s} = \frac{F_1^{(n)}(q_{1s}^0 + q_{1s}^C)}{n! k_{1s}} ,$$

$$C_{21}^{1d} = \frac{F_1''(q_{1d}^0 + q_{1d}^C)}{2! k_{1d}} , \dots , C_{n1}^{1d} = \frac{F_1^{(n)}(q_{1d}^0 + q_{1d}^C)}{n! k_{1d}} ,$$

$$C_{22}^{2s} = \frac{F_2''(q_{2s}^0 + q_{2s}^C)}{2! k_{2s}} , \dots , C_{n2}^{2s} = \frac{F_2^{(n)}(q_{2s}^0 + q_{2s}^C)}{n! k_{2s}} ,$$

$$c_{22}^{2d} = \frac{F_2^0 (q_{2d}^0 + q_{2c}^0)}{2! k_{2d}}, \dots, c_{n2}^{2d} = \frac{F_2^{(n)} (q_{2d}^0 + q_{2c}^0)}{n! k_{2d}},$$

$$q_{1s}^C = q_1^C + a q_2^C - d_1 q_3^C, \quad q_{1d}^C = q_1^C + a q_2^C + d_1 q_3^C,$$

$$q_{2s}^C = q_1^C - b q_2^C - d_2 q_3^C, \quad q_{2d}^C = q_1^C - b q_2^C + d_2 q_3^C.$$

Pour appliquer les méthodes ^{numériques} de calcul sur un ordinateur, les équations différentielles de l'ordre deux seront transformées dans un système d'équations différentielles de l'ordre un, ayant la forme vectorielle-matricéale:

$$\frac{d}{dt} \bar{u}(t) = \bar{f}(t, \bar{u}(t)), \quad (2)$$

avec les conditions initiales :

$$\bar{u}(t_0) = \xi. \quad (3)$$

Dans le but de transformer le système d'équations différentielles (1), de l'ordre deux, dans un système d'équations différentielles de l'ordre un, on introduit les variables nouvelles:

$$[\bar{u}(t)] = \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ u_6(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_j(t) \\ \vdots \\ q_j(t) \end{bmatrix}, \quad j = \overline{1,3}$$

où, pour un groupement convenable des nouvelles variables, les coordonnées généralisées $q_j(t)$ seront remplacées par les variables $u_i(t)$ ayant des indices impaires et les vitesses généralisées $\dot{q}_j(t)$ par les variables $u_i(t)$, ayant des indices pairs, $i = \overline{1,6}$.

Dans l'équation vectorielle-matricéale (2), la fonction $\bar{f}(t, \bar{u}(t))$ résulte des forces non linéaires d'amortissement, les forces non linéaires élastique de réponse, les perturbations et l'inertie du système oscillant, ayant l'expression matricéale :

$$[\vec{F}(t, \vec{u}(t))] = \begin{bmatrix} f_1(t, u_1(t), u_2(t), \dots, u_6(t)) \\ \vdots \\ f_6(t, u_1(t), u_2(t), \dots, u_6(t)) \end{bmatrix}$$

Les conditions initiale (3), qui expriment la valeur des coordonnées généralisées et des vitesses généralisées, sont:

$$[\vec{\xi}] = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \vdots \\ \xi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_1(t_0) \\ \vdots \\ \dot{q}_j(t_0) \end{bmatrix}, \quad j = \overline{1,3}.$$

La solution du système d'équations différentielles non linéaires (2),(3) expriment la valeur, à un moment donné, des élongations des vibrations comme aussi des vitesses de déplacement de la masse suspendue, correspondant aux trois degrés de mobilité du modèle adopté. En utilisant les équations d'équilibre dynamique (1), on peut déterminer les accélérations de la masse suspendue correspondantes aux trois degrés de mobilité.

B I B L I O G R A P H I E

- [1] BUZDUGAN, Gh. et autres, *Vibrațiile sistemelor mecanice*. Editura Academiei Rep.Soc.România, București, 1975.
- [2] DINCA, F. et TEODORESCU, C., *Vibrații neliniare și aleatoare*. Editura Academiei Rep.Soc.România, 1969.
- [3] GIBSON, J.E., *Sisteme automate neliniare*. Editura tehnică, București, 1967.
- [4] HARRIS, C. et CREDE, Ch., *Socuri și vibrații*, vol.I, Editura tehnică, București, 1968.
- [5] OLARIU, V., *Vibrațiile neliniare cu mai multe grade de libertate ale autovehiculelor*. Buletinul Universității din Brașov, vol.XVI, *Mecanica aplicată*, 1974, 115-127.

OLARIU, V; LEONTESCU, V.

LES VIBRATIONS NON LINEAIRES, EN REGIME
TRANSITOIRE, DES AUTOVEHICULES

Résumé

On considère un autovéhicule réduit à un modèle mécanique à trois degrés de mobilité, ayant des caractéristiques élastiques et d'amortissement non linéaires, en régime transitoire.

Ce travail tente de présenter les grandeurs qui se modifient en régime transitoire par rapport au régime stationnaire.

VIBRATIILE NELINIARE, IN REGIM TRANSITORIU,
ALE AUTOVEHICULELOR

Rezumat

Se consideră un autovehicul redus la un model mecanic cu trei grade de libertate, având caracteristici elastice și de amortizare neliniare, în regim transitoriu.

Lucrarea urmărește să prezinte mărimile care se modifică în regim transitoriu față de regimul staționar.

ABSOLUTE STABILITY ANALYSIS OF THE MULTIVARIABLE DYNAMIC MACHINING SYSTEM

Asoc.Prof.Dr.Eng.S.T.Chiriacescu, Univ.of Braşov

1.Introduction

The two basic elements of the dynamic machining system (DMS) are the machine tool structure (or elastic structure - ES) and the cutting process (CP). The general block-diagram of this system can be presented as in Fig.1, where x is a 3-component column vector representing the structure deflection, F is a 3-component column vector representing the cutting force, F_0 is a 3-component column

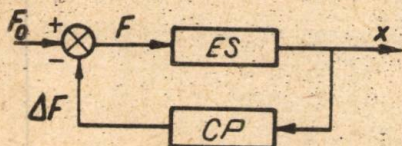


Fig. 1

vector representing the nominal cutting force, and ΔF is a 3-component column vector representing the dynamic component of the cutting force.

For understanding the cause of chatter vibrations in practical machining operations many researches have formulated mathematical models of the DMS. Using these models some methods of stability analysis was formulated [6]. But, unfortunately the methods developed up to present are restricted by ungenerality. In this paper, more complete method of stability analysis is formulated.

2.General equations of the DMS

The recent developments in experimental techniques permit to estimate the dynamic equivalent parameters of the ES and CP systems. For this reason, we consider that the elastic structure has n_p -degrees of freedom and can be described by a system of differential equations as follows [2], [4]:

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} + c_i \frac{dy_i}{dt} + k_i [y_i + \varphi_i(y_i)] = F_i \quad (i = 1, 2, \dots, n_p), (1)$$

where m_i , c_i , k_i are the equivalent masses, the damping coefficients

and the directional stiffnesses of the structure, respectively, $v_1, v_2, \dots, v_{np}$ are the relative displacements between tool and workpiece in the directions of the oscillatory modes, $\bar{F}_i$ is the force exciting mode i , t is the time variable, and [4]:

$$\varphi_i(v_i) = a_i v_i^2 + b_i v_i^3 \quad (a_i = \text{const.}, b_i = \text{const.}) \quad (2)$$

The ES (see Fig.1) transmits only the harmonic component of its input [4]. For this reason, applying the method of harmonic linearization to the nonlinearities (2) we find [2]:

$$\varphi_i(v_i) = 0.75 b_i v_{i0}^2 v_i \quad (i = 1, 2, \dots, np) \quad (3)$$

where v_{i0} is the amplitude of the displacement v_i .

The equation which describes the relationship between $x = [x_1, x_2, x_3]'$ and $v = [v_1, v_2, \dots, v_{np}]$ can be presented in the form

$$x(t) = \gamma \cdot v(t) = [\cos \gamma_{il}^*]_{3 \times np} v \quad (i=1, 2, \dots, np; l=1, 2, 3) \quad (4)$$

in which γ_{il}^* is the angle between the direction of the oscillatory mode i and the x -coordinate.

Combining equations (1), (3) and (4) we obtain:

$$x(p) = \gamma \cdot G(p) \cdot \bar{F}(p) \quad (5)$$

where:

$$G(p) = [\text{diag } G_i(p)]_{np \times np} = \text{diag} \left[\frac{1}{m_i p^2 + c_i p + k_i (1 + 0.75 b_i \cdot v_{i0}^2)} \right] \quad (6)$$

$$\bar{F} = [\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_{np}] \quad , \quad p = d/dt \quad .$$

In the general case, for obtaining the relationship between the cutting force $F = [F_1, F_2, F_3]'$ and the exciting vector $\bar{F}$ it is necessary to know the direction of the instantaneously cutting force [4]. If n_p is not greater than number of the components of the vector x this relationship from equation

$$F = \gamma \cdot \bar{F} \quad (7)$$

may be obtained.

Various investigators have found different equations for the dynamic cutting force

$$\Delta F = F_0 - F \quad (8)$$

For generality, we assume that the components of the column vector

$$\Delta F = [\Delta F_1, \Delta F_2, \Delta F_3] \quad \text{are nonlinearity functions of } x \quad .$$

Applying the harmonic linearization method to the nonlinearity $\Delta F = \Delta F(x, p, x)$ we obtain [4]:

$$\Delta F = H(p) \cdot x = - \left[H^{(i)}(p) - \mu e^{-pT} H^{(e)}(p) \right] x, \quad (9)$$

where $H^{(i)}(p)$, $H^{(e)}(p)$ are the transfer matrices of inner and outer modulation of the cutting force, respectively, $\mu \in [0, 1]$ is the overlap factor, and T is the delay time between tip and tool face.

3. Absolute stability analysis of DMS

Referring to equations (5), (7), (8) and (9) the equation which describes the input-output relationship of the DMS with can be written:

$$x(p) + Y \cdot G(p) \cdot Y^{-1} \cdot H(p) \cdot x(p) = Y \cdot G(p) \cdot Y^{-1} F_0, \quad (10)$$

where Y^{-1} is the inverse of the matrix Y .

When $F_0 = 0$ in Eq. (10) the characteristic equation is obtained as follows:

$$|E + Y \cdot G(p) \cdot Y^{-1} \cdot H(p)| = 0, \quad (11)$$

in which E is the identity matrix.

Putting $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$) from equation (11) we obtain two equations (the real and the imaginary parts of the above equation). A steady vibration can exist only these equations are fulfilled simultaneously. Regarding the parameters which describe the ES and CP systems as assigned, these last equations permit to plot the absolute stability charts in two coordinates: b (width of cut) - n (rotational speed of spindle), $K_0^{(a)}$ (cutting stiffness) - n etc.

4. Illustrative example

In order to illustrate the procedure of absolute stability analysis, we assume a milling machine tool with two degrees of freedom as in Fig.2. In this case [3], [4]:

$$Y = \begin{bmatrix} \cos \gamma_{11}^* & \cos \gamma_{21}^* \\ \cos \gamma_{12}^* & \cos \gamma_{22}^* \end{bmatrix}, \quad G(p) = \begin{bmatrix} 1/(m_1 p^2 + c_1 p + k_1 + 0.75 b_1 v_{01}^2) & 0 \\ 0 & 1/(m_2 p^2 + c_2 p + k_2 + 0.75 b_2 v_{02}^2) \end{bmatrix} \quad (12),$$

$$H(p) = K_0^{(a)} (I - \mu e^{-pT}) \begin{bmatrix} \sum_{r=1}^{Z_0} \cos(\theta_r + \theta_0) \cos \theta_r \sum_{r=1}^{Z_0} \cos(\theta_r + \theta_0) \sin \theta_r \\ \sum_{r=1}^{Z_0} \sin(\theta_r + \theta_0) \cos \theta_r \sum_{r=1}^{Z_0} \sin(\theta_r + \theta_0) \sin \theta_r \end{bmatrix}, \quad (13)$$

where $K_0^{(a)}$ is the static cutting stiffness, θ_0 is the angle between resultant cutting force of the tooth in cutting and the direction of increasing uncut chip thickness, θ_r is the angular position of the r -th tooth in cutting.

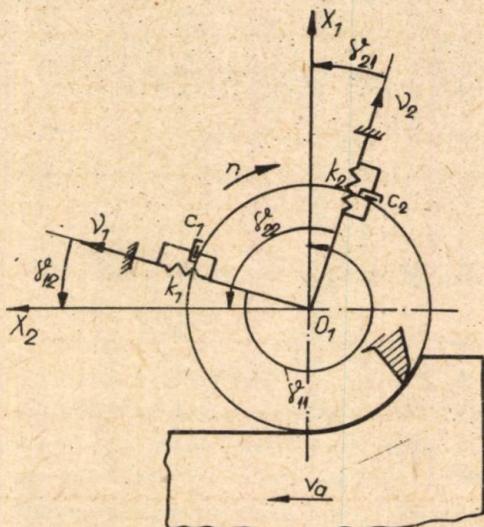


Fig.2

If the elements of the matrix $yG(p)$ are $G_{lw}(p)$ and the elements of the matrix $y^{-1}H(p)$ are $H_{lw}(p)$ ($l, w = 1, 2$) then the characteristic equation (11) becomes:

$$\begin{vmatrix} 1 + \sum_{l=1}^2 G_{1l}(p) H_{l1}(p) & \sum_{l=1}^2 G_{1l}(p) H_{l2}(p) \\ \sum_{l=1}^2 G_{2l}(p) H_{l1}(p) & 1 + \sum_{l=1}^2 G_{2l}(p) H_{l2}(p) \end{vmatrix} = 0. \quad (14)$$

In the first approximation we consider, as in papers [1] and [5], $\theta_0 = \text{const}$. In this case, putting $p = j\omega$ and:

$$\omega T = \frac{\omega}{zn} = 2\pi q + \varepsilon \quad (q = 0, 1, 2, \dots), \quad (15)$$

where z is the number of cutter teeth, and n is the spindle speed, the real and imaginary parts of equation (14) permit to obtain:

$$K_o^{(\alpha)} = K_o^{(\alpha)}(\varepsilon, \omega), \quad \Phi(\varepsilon, \omega) = 0. \quad (16)$$

Assuming a value for $\varepsilon \in (0, 360^\circ)$, we compute from equation (16) the angular frequency ω and the cutting stiffness $K_o^{(\alpha)}$ on the borderline of stability. Then, substituting this value of ω in equation (15) we obtain the critical spindle speeds corresponding to different values of integer q . Repeting this procedure for different values of ε a stability chart can be plotted.

Based on the procedure described above, a computer program was written. Using a WANG 2200 computer the stability chart presented in Fig.3 have been plotted. The chatter frequency $f = \omega/2\pi$

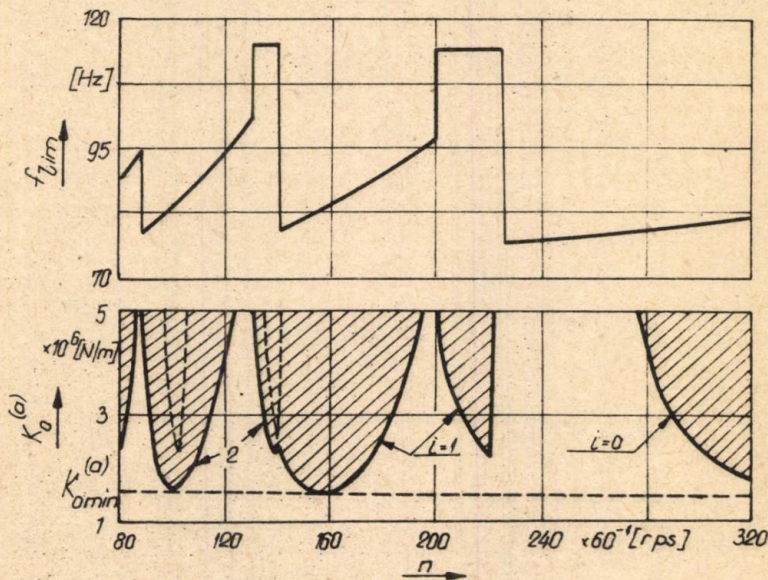


Fig. 3

also presented in Fig.3. Data used in the computer runs are: $m_1 = m_2 = 100 \text{ kg}$, $c_1 = c_2 = 5 \cdot 10^3 \text{ N.s/m}$, $k_1 = 2k_2 = 5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$, $b_1 = b_2 = 0$, $\gamma_{11} = 280^\circ$, $\gamma_{12} = 10^\circ$, $\gamma_{22} = 100^\circ$, $\theta_0 = 5^\circ$, $\mu = 1$, and $z = 18$.

5. Conclusions

The procedure described above for absolute stability analysis may be applied for every stationary dynamic machining system. In the case in which elastic structure has many degree of freedom the stability charts are very complicated. An image of this complex problem may be obtain from Fig.4 and Fig.5, where are presented the

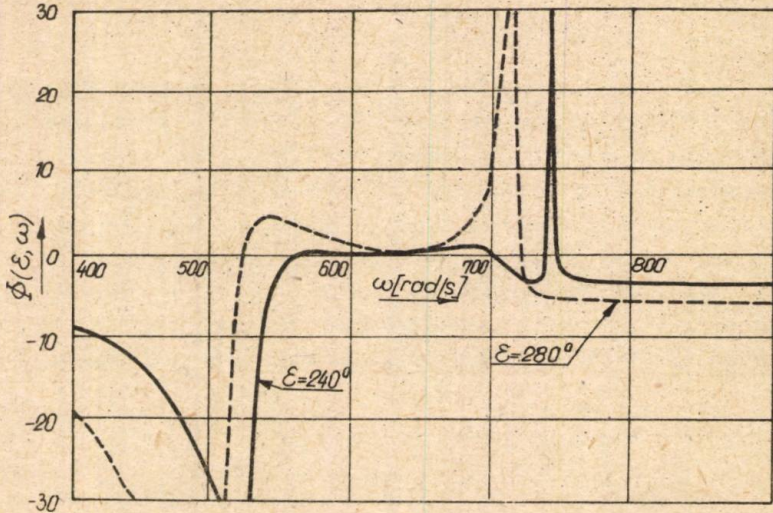


Fig. 4

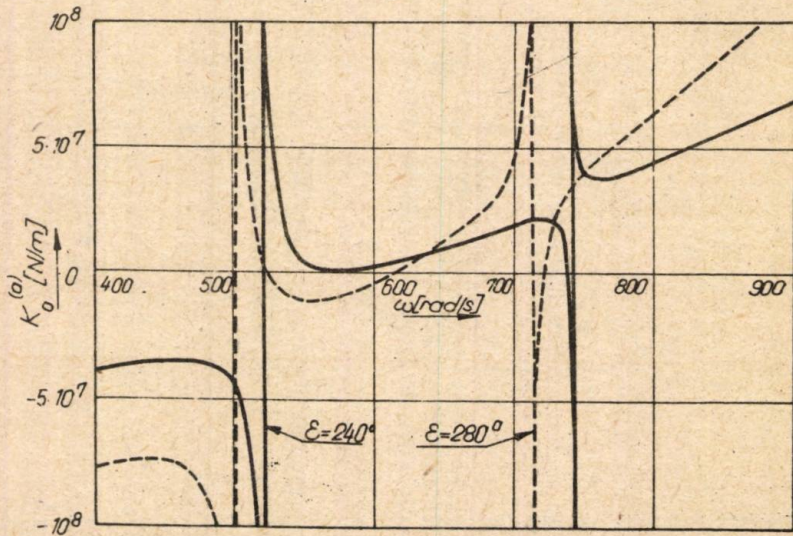


Fig. 5

plots of equation (16) for $\varepsilon = 240^\circ$ and $\varepsilon = 280^\circ$. These curves correspond to a system having the stability chart presented in Fig. 3.

Although the stability analysis was illustrated by a linear cutting process, it should be extendable to nonlinear equations which describe the dynamics of the cutting process. In this case the matrices $H^{(i)}(p)$ and $H^{(e)}(p)$ (see Eq. (9)) have the forms [4]:

$$H^{(i)}(p) = \frac{1}{\Delta \alpha_0^{(i)}} \begin{bmatrix} \Delta F_{01}^{(i)} (\cos \varphi_1^{(i)} - \frac{\sin \varphi_1^{(i)}}{\omega} p) \\ \Delta F_{02}^{(i)} (\cos \varphi_2^{(i)} - \frac{\sin \varphi_2^{(i)}}{\omega} p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{31}^{(\alpha)}, K_{32}^{(\alpha)} \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$H^{(e)}(p) = \frac{1}{\Delta \alpha_0^{(e)}} \begin{bmatrix} \Delta F_{01}^{(e)} (\cos \varphi_1^{(e)} - \frac{\sin \varphi_1^{(e)}}{\omega} p) \\ \Delta F_{02}^{(e)} (\cos \varphi_2^{(e)} - \frac{\sin \varphi_2^{(e)}}{\omega} p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_1, \cos \alpha_2 \end{bmatrix},$$

where $\Delta \alpha_0^{(i)}$ and $\Delta \alpha_0^{(e)}$ are the amplitudes of inner and outer modulation of the instantaneous uncut chip thickness, respectively, and $\Delta F_{01}^{(i)}, \Delta F_{02}^{(e)}, \varphi_1^{(i)}, \varphi_2^{(e)}, \alpha_1, K_{31}^{(\alpha)}$ are the constants which depend of the machining conditions.

References

- [1] BERNARDI, F. Untersuchung und Berechnung des Ratterverhaltens von Dreh- und Fräsmaschinen. Dissertation, T.H. Aachen, 1969.
- [2] CHIRIACESCU, S.T., MANGERON, D. Absolute stability of dynamic machining system. Proceedings "MECHANICS - Third Congress", Varna, 13-16 september 1977, p.161-166.
- [3] CHIRIACESCU, S.T. Influence of the pitch periods on the stability charts of the dynamic machining system. Proceedings "Simpozion Mecanisme și Transmisii Mecanice", I.P. Timișoara, 24-26 october 1980, vol. II, p. 53-58.
- [4] CHIRIACESCU, S.T. Stability in dynamics of metal cutting. (In press).
- [5] GYGAX, P.E., MATTHIAS, E. Experimental full cut milling dynamics. Annals of C.I.R.P., Vol. 29, No. 1, 1980, p. 61-66.
- [6] MANGERON, D.I., CHIRIACESCU, S.T. Methods for stability analysis of the dynamic machining system. (In press).

CHIRIACESCU, S.T.

ANALIZA STABILITATII ABSOLUTE A SISTEMULUI DINAMIC

DE PRELUCRARE MULTIVARIABIL

Rezumat

In lucrare sistemul dinamic de prelucrare (pe mașinile-unelte) este considerat ca un sistem neliniar multivariabil cu întârziere. Stabilitatea absolută a acestui sistem este analizată cu ajutorul metodei liniarizării armonice. Pentru trasarea diagramelor de stabilitate a fost conceput un algoritm care poate fi folosit în cazul utilizării unui calculator electronic.

In ultima parte a lucrării considerațiile teoretice sînt aplicate în cazul unui exemplu practic.

ABSOLUTE STABILITY ANALYSIS OF THE MULTIVARIABLE

DYNAMIC MACHINING SYSTEM

Abstract

In this paper, the dynamic machining system as a multivariable, nonlinear and time-lag system is considered. The absolute analysis of this system is accomplished using harmonic linearization method. For the plotting of the stability charts an algorithm which can be used in conjunction with a digital computer is developed.

Finally the theory is applied upon a practical case.

BESTIMMUNG DER STEIFIGKEIT DER ELASTISCHEN MITTELAUFLAGE

VON KRAFTFAHRZEUGDREIKARDANGELENKGETRIEBEN

Dipl.Ing.Mihai Ciobanu, Oberassistent, Universität Braşov;

Dipl.Ing.Ion Daj-Fleţan, Assistent, Universität Braşov.

1. Einleitung

Im Falle des Kraftfahrzeugdreigelenkgetriebes, dessen Befestigung am Gestell durch elastische Bindungen (Gummiteile) hergestellt wird, werden die kritischen Drehzahlen bei Biegung (des dynamischen Systems Dreikardangelenkgetriebe - elastische Bindungen) grundsätzlich durch die Steifigkeiten der elastischen Bindungen bestimmt [1,2]. Die zwei kritischen Biegedrehzahlen müssen sich ausserhalb des Betriebsdrehzahlbereiches des Getriebes befinden, um das Auftreten der Resonanzwirkung (ungedämpfte Biegeschwingungen) zu vermeiden. Die zweite, gefährlichste, kritische Drehzahl ist für ein gegebenes Dreikardangelenkgetriebe durch die Steifigkeit der elastischen Mittelauflage bestimmt.

Auf Grund eines von den Autoren vorgeschlagenen dynamischen Modells wird in der Arbeit die Steifigkeit der elastischen Mittelauflage für ein gegebenes Dreikardangelenkgetriebe in Abhängigkeit vom gewünschten Wert der zweiten kritischen Drehzahl bestimmt.

2. Bestimmung des dynamischen Modells des Dreikardangelenkgetriebes

In Bild 1 ist das dynamische Modell eines Dreikardangelenkgetriebes mit elastischer Mittelauflage dargestellt.

Bei der Aufstellung des in Bild 1 dargestellten Modells wurden folgende vereinfachende Voraussetzungen angenommen, die im Prinzip die Allgemeinheit des Problems nicht einschränken:

- Die Biegeschwingungen in vertikaler Ebene wurden als unabhängig von denen in horizontaler Ebene betrachtet.
- Die Biegeschwingungen des elastisch gelagerten Dreikardangelenkgetriebes wurden als ungedämpft betrachtet.

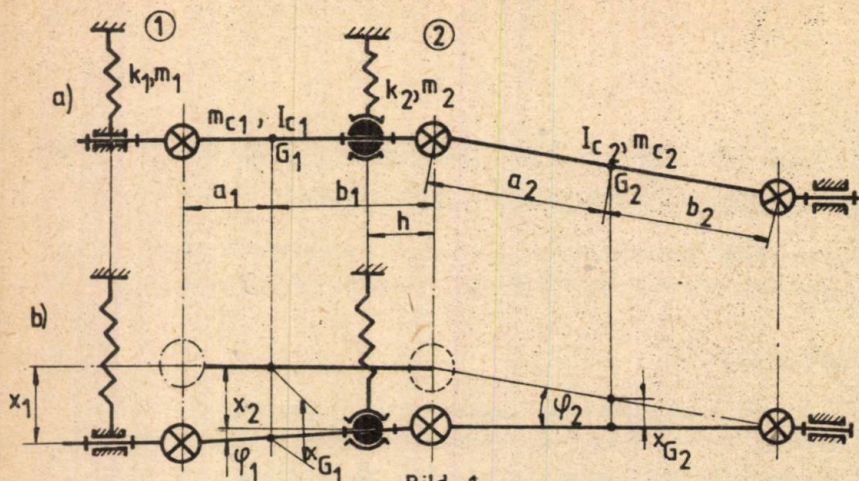


Bild 1

- Die Biegeschwingungen in vertikaler Ebene wurden im Bezug auf das als Basis angenommene, Kraftfahrzeuggestell untersucht.

- Das Studium der kritischen Biegeschwingungen wurde bei einem stabilen Fahrbetrieb des Kraftfahrzeuges, für den die aleatorischen Vertikalbewegungen der Hinterachse im Bezug auf das Gestell vernachlässigt wurden, ausgeführt.

- Die Längenänderung der Kardanwellen, die durch Vertikalbewegung der Auflagen 1 und 2 (s. Bild 1) hervorgerufen werden und die Wirkungen der Kreiselkräfte und Gyralmomente wurden vernachlässigt.

Die in Bild 1 auftretenden Zeichen haben folgende Bedeutungen:

- m_1 - Massenteil der Motorgruppe, der sich auf die Unterlage des Schaltgetriebes stützt;
- k_1 - Steifigkeit in vertikaler Richtung der elastischen Auflage des Schaltgetriebes;
- m_{c1}, J_{c1} - Masse bzw. Massenträgheitsmoment der vorderen Kardanwelle;
- m_2 - in Vertikalbewegung befindliche Masse der elastischen Mittelauflage;
- k_2 - Steifigkeit in vertikaler Richtung der elastischen Mittelauflage;

- m_{c2}, J_{c2} - Masse, bzw. Massenträgheitsmoment der hinteren Kardanwelle.

Die Bedeutungen der restlichen Zeichen gehen aus Bild 1 hervor.

Das dem analysierten Dreikardangelenkgetriebe zugeordnete dynamische Modell besitzt zwei, den Vertikalbewegungen des Getriebes in den Ebenen 1 und 2 (s. Bild 1) entsprechende, Freiheitsgrade (X_1, X_2); die Bewegungen werden in Bezug auf das Fahrgestell definiert.

Bild 1.a stellt das Modell des Dreikardangelenkgetriebes in Ruhestellung (statische Gleichgewichtsstellung) dar, während Bild 1.b das Modell des Getriebes in einer laufenden Stellung bei der Fahrt im stabilisierten Betriebszustand darstellt.

3. Bestimmung der Steifigkeit der elastischen Mittelauflage

Die Steifigkeit der elastischen Mittelauflage (k_2) wird, von der für das dynamische System aus Bild 1 geschriebene Gleichung der Eigenfrequenz:

$$\det([K] - p^2[M]) = 0, \quad (1)$$

ausgehend, bestimmt, wobei der Wert der zweiten kritischen Drehzahl als bekannt angesehen wird.

Die Matrizen $[K]$, $[M]$ stellen die Steifigkeits- bzw. Trägheitsmatrix des analysierten dynamischen Systems dar und sind der Form:

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix}; \quad (2)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{12} & m_{22} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

wobei die Steifigkeitsmatrix eine Diagonalmatrix ist, die durch Elimination der den Kardangelenken verdankten Steifigkeitskoeffizienten erhalten wurde.

Die Trägheitsmatrix hat eine komplexere Form:

$$[M] = [M_s] + [\mathcal{L}]^T [M_c] [\mathcal{L}] + [\beta]^T [J_c] [\beta], \quad (4)$$

worin:

$$[M_s] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

$$[M_c] = \begin{bmatrix} m_{c1} & 0 \\ 0 & m_{c2} \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$[J_c] = \begin{bmatrix} J_{c1} & 0 \\ 0 & J_{c2} \end{bmatrix}; \quad (7)$$

$$- 24 -$$

$$[\mathcal{L}] = \begin{bmatrix} \mathcal{L}_{11} & \mathcal{L}_{12} \\ \mathcal{L}_{21} & \mathcal{L}_{22} \end{bmatrix}; \quad (8)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Die Koeffizienten der Matrizen $[\mathcal{L}]$ und $[\beta]$ werden aus geometrischen Erwägungen auf Grund der Beziehungen

$$\begin{Bmatrix} x_{G1} \\ x_{G2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathcal{L}_{11} & \mathcal{L}_{12} \\ \mathcal{L}_{21} & \mathcal{L}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}; \quad (10)$$

$$\begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}, \quad (11)$$

in welchen $x_{G1,2}$ die Verschiebungen der Massenpunkte der Kardanwellen in vertikaler Ebene und $\varphi_{1,2}$ die Drehwinkel der zwei Kardanwellen in vertikaler Ebene darstellen (s. Bild 1), bestimmt.

Auf Gleichung (1) zurückkommend kann jetzt die Steifigkeit der elastischen Mittelauflage bestimmt werden:

$$k_2 = \frac{\left(\frac{n_{2cr}}{6,75}\right)^2 \left[2K_1 m_{22} - \left(\frac{n_{2cr}}{6,75}\right)^2 (m_{11} \cdot m_{22} - m_{12}^2) \right]}{4K_1 - 2m_{11} \cdot \left(\frac{n_{2cr}}{6,75}\right)^2}. \quad (12)$$

In der obigen Gleichung sind die Masseinheiten der auftretenden Größen folgende:

- für die Steifigkeit $- [N/m]$;
- für die Masse $- [kg]$;
- für die Drehzahl $- [rot/min]$.

Die Gleichung (12) ermöglicht die Berechnung der notwendigen Steifigkeit für die elastische Mittelauflage in Abhängigkeit von den Trägheitsparametern des gegebenen Kardangelkgetriebes und des Betriebsgrenzdrehzahl.

4. Zahlenbeispiel

In Bild 2 ist die Steifigkeitsänderung der elastischen Mittelauflage (k_2) in Abhängigkeit von der kritischen Drehzahl n_{2cr} für ein durch folgende Daten charakterisiertes Dreikardangelkgetriebe

$$\begin{aligned} m_{C1} &= 5,5 kg; \quad m_{C2} = 5,3 kg; \\ J_{C1} &= 0,287 kg m^2; \\ J_{C2} &= 0,103 kg m^2; \\ K_1 &= 56 \cdot 10^4 N/m; \\ h &= 0,116 m; \quad a_1 = 0,408 m; \\ b_1 &= 0,386 m; \quad a_2 = 0,26 m; \\ b_2 &= 0,225 m, \end{aligned}$$

dargestellt.

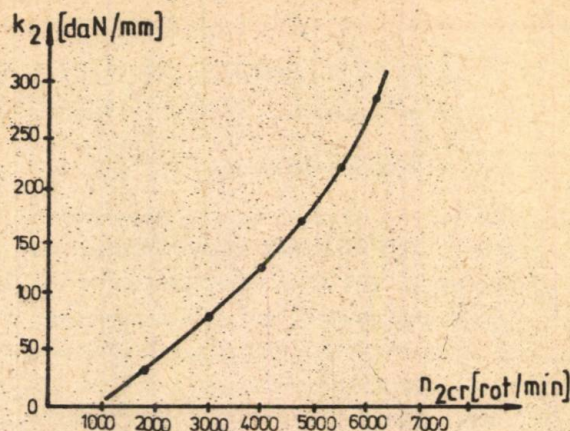


Bild 2

5. Schrifttum

- [1] CIOBANU, M., DIACONESCU, D.V. Regimuri critice de funcționare pe stand a transmisiiilor bicardanice. In Buletinul C.C.T.E.A., Pitești, 1979, Bd. II, Teil. II, S. 267-271.
- [2] CIOBANU, M., DIACONESCU, D.V. Turații critice în transmisiile tricardanice ale autovehiculelor. In Buletinul I.C.P.A.T. Brașov, 1979, Bd. I, S. 167-175.

CIOBANU M., DAJ-F.IOAN

BESTIMMUNG DER STEIFIGKEIT DER ELASTISCHEN
MITTELAUFLAGE VON KRAFTFAHRZEUGDREIKARDANGELENKGETRIEBEN

Zusammenfassung

Auf Grund eines vorgeschlagenen dynamischen Modells wird in der Arbeit die Steifigkeit der Mittelauflage für ein gegebenes Dreikardangelenkgetriebe in Abhängigkeit vom gewünschten Wert der zweiten kritischen Drehzahl, der sich ausserhalb des Betriebsdrehzahlbereiches des Getriebes befinden muss, bestimmt.

Da der Wert der kritischen Biegedrehzahl im wesentlichen vom Wert der Steifigkeit der elastischen Mittelauflage beeinflusst wird ermöglicht die Kenntnis der Steifigkeit die richtige Projektierung der Mittelauflage, so dass der Resonanzvorgang während des Betriebes vermieden wird und somit dem betreffenden Getriebe ein entsprechendes dynamisches Verhalten sichergestellt wird.

DETERMINAREA RIGIDITATII REAZENULUI ELASTIC INTERMEDIAR
LA TRANSMISIILE TRICARDANICE ALE AUTOMOBILELOR

Rezumat

În lucrare se determină pe baza unui model dinamic propus, rigiditatea reazemului elastic intermediar pentru o transmisie tricardanică dată, în funcție de valoarea dorită a celei de a doua turații critice, valoare care trebuie să fie situată în afara gamei turațiilor de funcționare curentă a transmisiei.

Întrucât valoarea turației critice de încovoiere este influențată în principal de valoarea rigidității reazemului elastic intermediar, cunoașterea acestei rigidități face posibilă proiectarea corectă a acestuia, așa încât să fie evitat fenomenul de rezonanță în timpul funcționării, asigurându-se astfel o comportare dinamică corespunzătoare, transmisiei respective.

MODELLIERUNG EINER KURBELWELLE DURCH DIE METHODE DER FINITEN ELEMENTE UNTER VERWENDUNG VON MAKROELEMENTEN

Prof.Dr.ing.habil I.Deutsch, Dr.ing.M.Gh.Munteanu,
Dipl.ing.Gh.N.Radu - Universität Braşov

1. Allgemeines

Die Bestandteile von Verbrennungsmotoren sind sehr beansprucht, wobei der Kurbelwelle eine besondere Bedeutung zukommt (Bild.1). Die Schwierigkeiten sind bekannt, die bei der Berechnung ihrer Festigkeit auftreten, infolge ihrer komplizierten Form, infolge der Tatsache, dass die Kurbelwelle zumeist eine statisch unbestimmte Struktur ist, ferner weil sie zahlreiche Spannungskonzentratoren enthält u.s.w.

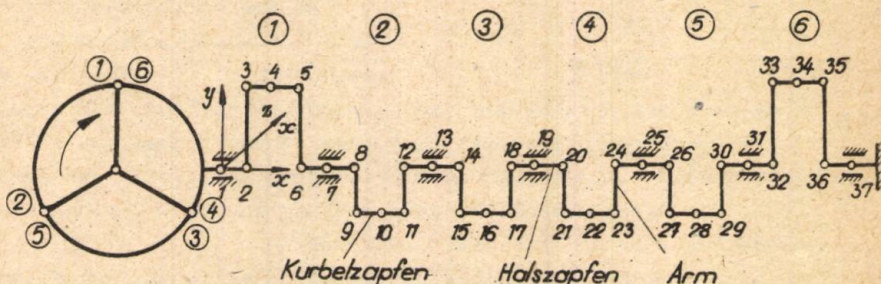


Bild 1

Von den Toleranzen ihrer Ausführung hängt die Grösse des Spiels in den Lagern ab, wodurch die Lager keine steifen Stützen sind [1], so wie es allgemein angenommen wird, und deshalb kann die Stützungsart nicht genau bestimmt werden. Zur Lösung dieser Schwierigkeit schlagen einige Autoren die Untersuchung eines Abschnittes der Welle vor, der von zwei aufeinanderfolgenden Lagern begrenzt ist und bei den Lagern einfach aufgestützt ist.

Eine solche Struktur ist statisch bestimmt, was den Einfluss der Geometrie der Welle auf die Grösse der Schnittreaktionen ausschliesst. Andererseits führt die Untersuchung der Motorwelle - wenn man annimmt, dass sie aus Stäbe besteht, die die gleichen Querschnittsabmessungen haben, wie die Halszapfen, Arme und Kurbelzapfen - zu Fehlern, die hauptsächlich wegen ihrer kleinen Länge und wegen der „Überschneidung“ der Halszapfen mit den Kurbelzapfen auftreten, infolge der Tatsache dass die Halbsumme der Zapfendurchmesser grösser ist als der halbe Hub des Kolbens.

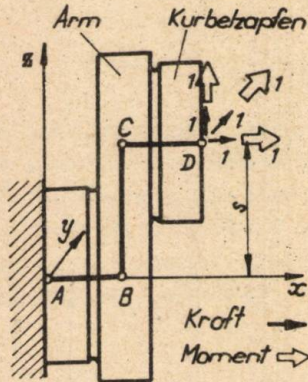


Bild 2

Die experimentelle Untersuchung der Spannungen wirft besondere Fragen auf. Die Spannungsmessungen sind sehr schwer durchführbar, und durch die Methode der räumlichen Photoelastizimetrie können die realen Bedingungen von Stützung und Belastung nicht berücksichtigt werden.

2. Modellierung der Kurbelwelle

In der vorliegenden Arbeit wird eine numerische Methode vorgeschlagen zur Analyse der Spannungen in der Kurbelwelle, indem diese in gleiche Makroelemente (Substrukturen) eingeteilt wird, von denen jedes aus halben Kurbelzapfen, einem Arm und einem halben Halszapfen gebildet ist (Bild 2). Die Kurbelwelle eines sechszyindrigen Reihenmotors besteht aus 12 solchen Makroelementen.

Die globale Behandlung der gesamten Welle mit der Methode der finiten Elemente [2] ist praktisch ausgeschlossen, wegen der grossen Anzahl von Elementen, zu denen man gelangen würde.

Ein Makroelement wird separat untersucht durch die Einteilung in finite Elemente, wobei sie als beim Lager eingespannt und mit 6 Kräften geladen betrachtet wird, die alle unabhängig voneinander wirken: je eine einheitliche Kraft und je ein einheitliches Moment nach jeder der drei Achsen, die beim Kurbelzapfen wirken. Durch die Bestimmung der relativen Verschiebung der Knoten A und D wird die Flexibilitätematrix eines Makroelements festgelegt:

$$\{u\} = [f]\{R\},$$

wobei :

- $\{u\}$ der Vektor der relativen Verschiebungen der Punkte D und A ist ;
- $\{R\}$ ist der Vektor der Belastung des Makroelements ;
- $[f]$ ist die Flexibilitätsmatrize.

Das reale Makroelement wird durch ein System von Stäben ABCD ersetzt, das dieselbe Flexibilitätsmatrize $[f]$ aufweist. So gelangt man zu einer Diskretisierung von Stäben der Motorwelle mit einem der realen Welle ähnlichen Verhalten. Die Belastung der Diskretisierung ist die reale, wobei die Belastung in den Knoten D der Makroelemente wirkt. Für das untersuchte Beispiel wird ein System von 220 Gleichungen mit der Breite des Semibandes 12 erhalten. Es werden die Schnittreaktionen erhalten, die sich in den Knoten D entwickeln, das sind Kräfte, die dann äussere Kräfte für das diskretisierte Makroelement mit finiten Elementen darstellen. Das Makroelement des Beispiels der untersuchten Kurbelwelle hat 157 hexaedrische Elemente, 684 Gleichungen, die Breite des Semibandes ist 393, was zu einer Computerzeit von einer Stunde geführt hat. Zur Bestätigung der Ergebnisse wurde auch eine ebene Diskretisierung des Makroelementes mit viereckigen Elementen verwendet (510 Elemente, 1114 Gleichungen, die Breite des Semibandes 48, Computerzeit etwa 30 Minuten). Zwischen den beiden Diskretisierungen hat sich eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse ergeben.

3. Darstellung der Ergebnisse

Durch die dargestellte Methode wurde eine Kurbelwelle eines sechszylin drischen Reihenmotors eingehend studiert. Im folgenden sind einige repräsentative Ergebnisse dargestellt. In Bild 3 a ist das Diagramm des Biegemoments eines Makroelements bei Beanspruchung in seiner Ebene dargestellt, und in Bild 3 b ist der Verlauf der Normalspannungen im Querschnitt beim Zusammenschluss des Zapfens mit dem Arm gegeben. Es kann beobachtet werden, dass die Spannung, obwohl das Biegemoment im Querschnitt klein ist (18,5 N.m), bis zu 166 N/mm^2 erreicht, was durch die starke Beanspruchung des Armes erklärlich ist.

In Bild 4 ist der Verlauf der Normalspannung infolge der Biegung des Zapfens gezeigt, beim Knoten A (Bild 2), also weit von der Zone des Anschlusses an den Arm. Aus dem Diagramm geht hervor, dass die Verteilung der Spannungen nicht linear ist, so wie das

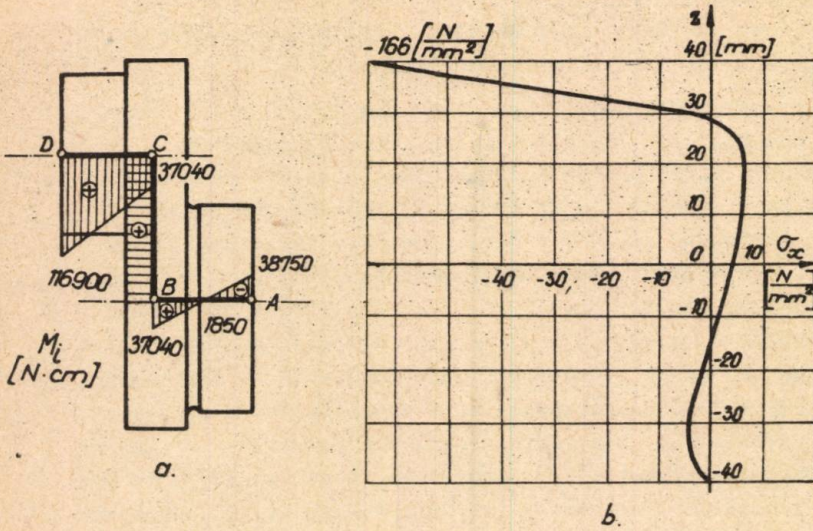


Bild 3

aus der Hypothese Bernoullis hervorgeht.

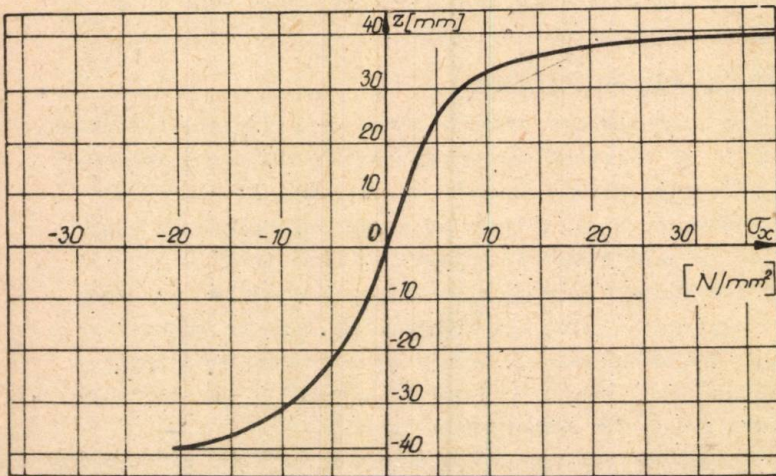


Bild 4

Mit dem vorgeschlagenen Modell wurden die eigenen Arten und Frequenzen bestimmt, die eingeteilt wurden in eigene Arten von Zug und Druck und eigene Arten von Torsion (Verdrehung), die in Bild 5 dargestellt sind. Auch die Bestimmung der dynamischen Antwort ist möglich, da es zu einer kleinen Zahl von Gleichungen kommt.

Für das Beispiel der untersuchten Welle wurde der Einfluss des Spiels in den Lagern auf den Sicherheitskoeffizienten verfolgt. Das Vorhandensein des Spiels in den Lagern bewirkt, dass die Welle in ihrer Gesamtheit ein nichtlineares Verhalten hat, aber ein lineares in den Abschnitten. Es hat sich herausgestellt, dass der gefährlichste Fall dann vorliegt, wenn in einem einzigen Lager Spiel vorhanden ist : so sinkt der Sicherheitskoeffizient 1,7 mal, wenn im Lager zwei ein Spiel von 0,05 mm auftritt, während ansonsten das Spiel abwesend ist.

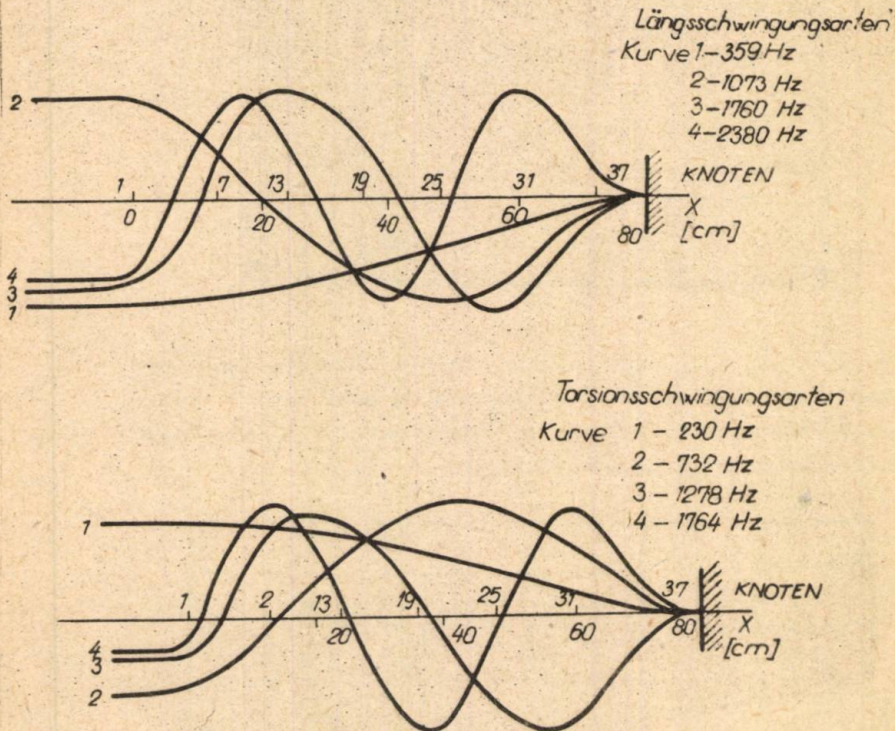


Bild 5

Die experimentelle Prüfung der Ergebnisse bestand aus dem Vergleich der bei der reinen Biegung erhaltenen Ergebnisse eines idealisierten Makroelements mit finiten Elementen mit denjenigen, die für ein aus photoelastischem Material hergestellten Makroelement bestimmt sind. Es wurde die Methode der räumlichen Photoelastizimetrie angewendet. Die Isochromaten in einer „Scheibe“, die bei der Symmetrieebene eines Knies geschnitten sind (zwei beim Kurbelzapfen vereinigte Makroelemente) und in seiner Ebene belastet wurden, sind im Bild 6 wiedergegeben. Der Vergleich der Spannungen in einigen Punkten ist in der Tabelle 1 gegeben.



Bild 6

Im Abschnitt der Spannungskonzentratoren konnte die Zahl der Streifen nicht bestimmt werden, diese sind sehr dicht. Aus Tabelle 1 geht eine gute Übereinstimmung der durch die beiden Methoden erhaltenen Ergebnisse hervor.

Tabelle 1

Berechnungspunkt	Streifenorden	Spannung $[N/cm^2]$	
		Photoelastizimetrie	Methode der finit. Elem.
1	5	11,54	11,5
2	3	6,9	5,9
3	4	9,23	10,05

4. Schlussfolgerungen

Es kann behauptet werden, dass das in der Arbeit vorgeschlagene mathematische Modell sehr geschmeidig ist, dass zu einem System von einer geringen Zahl von Gleichungen führt. Man kann also rasch den Einfluss der verschiedenen Faktoren auf das Spannungsfeld in der Kurbelwelle untersuchen. Zum Beispiel kann die Untersuchung des Radiusse des Anschlusses Kurbelzapfen - Arm oder Halszapfen - Arm direkt auf dem Makroelement gemacht werden, da die Schnittreaktionen, die auf der Diskretisierung mit Stäbe gefolgert werden, praktisch nicht von der Grösse der Anschlussradiusse abhängen. Da die Methode der räumlichen Photoelastizimetrie, die auf der Grundlage der Methode der finiten Elemente gemachten Rechnungen gut verifiziert, kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die durch die vorgeschlagene Methode erhaltenen Ergebnisse den realen sehr nahe liegen.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] COSEREAU, I., DEUTSCH, I., NEAMTU, T., SPERCEZ, F. Cercetări asupra rezistenței arborelui cotit static nedeterminat cu luarea în considerare a jocurilor din lagăre. In : Studii și cercetări de mecanică aplicată, Vol. 33, Nr. 2, 1974, p. 403-413.
- [2] ZIENKIEWICZ, O. C. The finite Element Method in Engineering Science, Mc.Graw-Hill, London, 1971.

I.DEUTSCH, M.Gh.MUNTEANU, Gh.N.RADU

MODELAREA UNUI ARBORE COTIT PRIN METODA ELEMENTELOR
FINITE, CU UTILIZAREA SUBSTRUCTURILOR

Rezumat

Datorită complexității deosebite a arborelui motor calculul de rezistență întâmpină mari dificultăți legat de modelarea acestuia : pe de o parte înlocuirea arborelui cu un sistem de bare este prea simplistă, ca urmare a faptului că dimensiunile transversale ale barelor sînt de același ordin de mărime cu lungimea lor, iar pe de altă parte discretizarea întregului arbore cu elemente finite este nerațională, deoarece se ajunge la un sistem de ecuații cu număr foarte mare de ecuații. În lucrare se propune o metodă hibridă bazată pe observația că arborele motor este format dintr-o succesiune de substructuri identice : jumătate de fus-palier, braț, jumătate de fus-maneton. Cu ajutorul metodei elementelor finite se determină o substructură din bare echivalente din punct de vedere a rigidității cu substructura reală. Rezultatele obținute sînt în bună concordanță cu cele experimentale obținute cu ajutorul fotoelasticității spațiale.

MODELLIERUNG EINER KURBELWELLE DURCH DIE METHODE
DER FINITEN ELEMENTE UNTER VERWENDUNG VON
MAKROELEMENTEN

Zusammenfassung

Infolge der besondern Komplexität der Kurbelwelle im Zusammenhang ihrer Modellierung bietet die Spannungzustandsberechnung grosse Schwierigkeiten : einerseits ist die Ersetzung der Kurbelwelle mit einem Stabsystem zu einfach, weil die Querabmessungen der Stäbe und ihre Länge gleichmässig sind, anderseits ist die Diskretisierung der ganzen Kurbelwelle durch finite Elemente nicht zweckmässig, weil sie ein System mit zu vielen Gleichungen ergibt.

In der Arbeit wird eine hybride Methode vorgeschlagen, die die Kurbelwelle in mehrere Makroelemente, aus halben Kurbelzapfen, Arm und halben Halszapfen gebildet, teilt. Eine gleichsteife aus Stäben bestehende Substruktur wird durch die Methode der finiten Elemente bestimmt. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten, die durch räumliche Photoelastizimetrie erhalten wurden.

STUDIES ON THE VALUES AND DISTRIBUTION OF STRESSES IN THE SKI'S STRUCTURE

Dr.eng.I.Curtu - University of Braşov ;
 Eng.Fl.Sperchez - University of Braşov ;
 Eng.P.Iordache - University of Braşov ;
 Eng.Ileana Roşca - University of Braşov ;
 Dr.eng.N.L.Cotta - University of Braşov ;
 Eng.(grad) A.Lău - University of Braşov.

1. General considerations

A primordial task of the national economy is to perfect products from the point of view of their sizes and functionality and mostly of the technology and of the material and power consumptions.

Framing in the context, in this paper are presented some studies referring to the values of stresses in the ski's layer.

The mathematical model of the ski is a stratified structure achieved by a combination of materials, each of them as selected to ensure strength and flexibility in exploitation (fig.1).

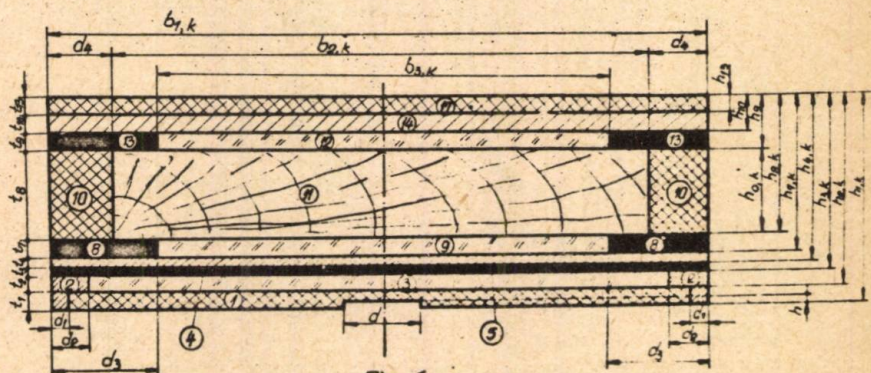


Fig. 1

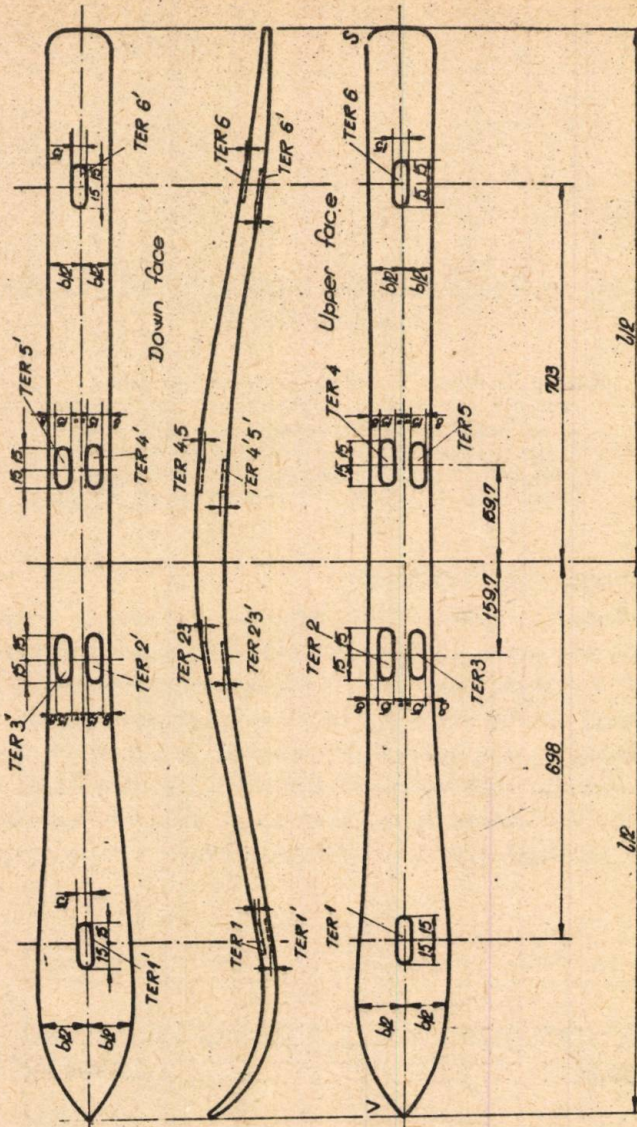


Fig. 2

Among structural elements there are some which contribute to the ski's strength, like : the layers of peradur (5 and 14) with a thickness of 0,8 mm and those of glass fibre (3, 9 and 12) of 0,85 mm.

The others layers of rubber sheet (4, 8 and 13) and ash wood

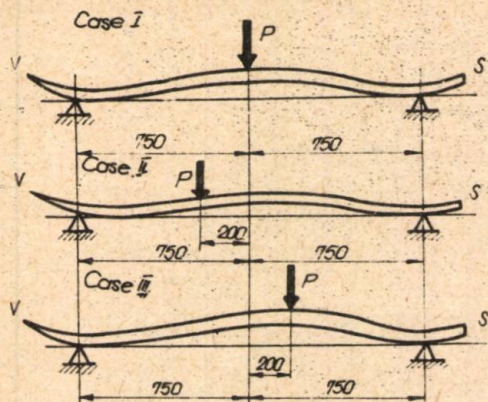


Fig. 3

(11), the metallic edge (2) and the lateral ends of ABS give solidity to the ski, while the front layer (17) of ABS and the lower one of HMW protect and make it more aesthetic.

The perfectionation of the structure consists in the decrease of maximum stresses in each layer by arranging them in the ski's structure, or by modifying their sizes.

Certainly, this was analytically done studying eight different structures by the computer.

The skis perfected by this method were tested with electric strain gauges.

2. Experimental researches

In accordance with the rules presented in the known papers [4], for determining stresses in the ski is necessary to stick on it electric strain gauges (TER). The selected resisting layer was that of peradur. The order of TER on the breadth and on the length of the ski is presented in fig.2. The selection of points was determined by two criterions : firstly dangerous sections in front and in the back of the boot and respectively in front and in the back area of the ski ere some layers are interrupted for constructive and functional reasons and secondly sections in which are known the predetermined analytically values of the stresses. The stress of the ski was realised on a special conceived, designed and made stand [1]. The most dangerous case for the ski is that of a simply supported beam at ends and stressed in the middle by a concentrate load.

In the present case of the skis with a length $L = 1800$ mm, they were supported at an opening of $L = 1500$ mm and loaded with forces $P = 100$ N ; 150 N ; 200 N ; 300 N ; 350 N and 400 N, applied in three positions : firstly in the middle of the ski ; se-

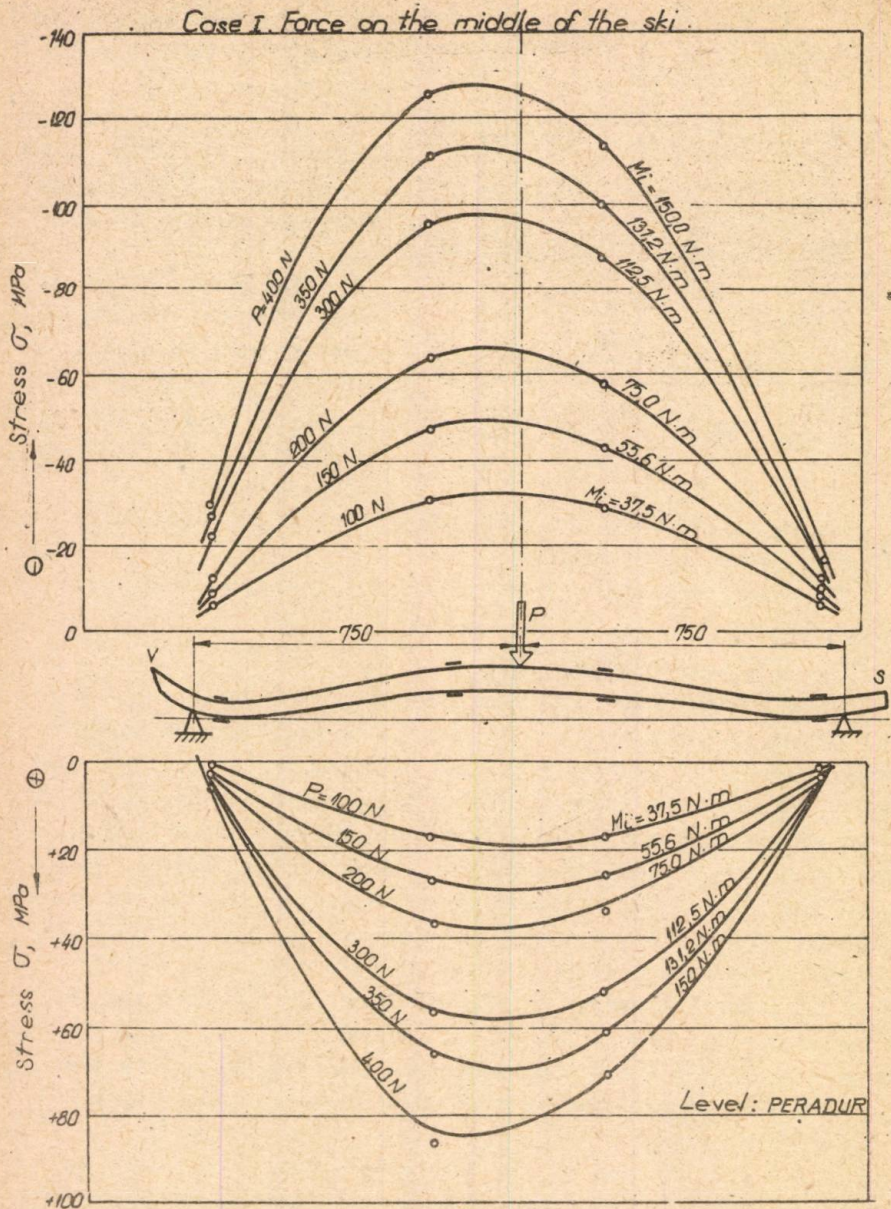


Fig. 4

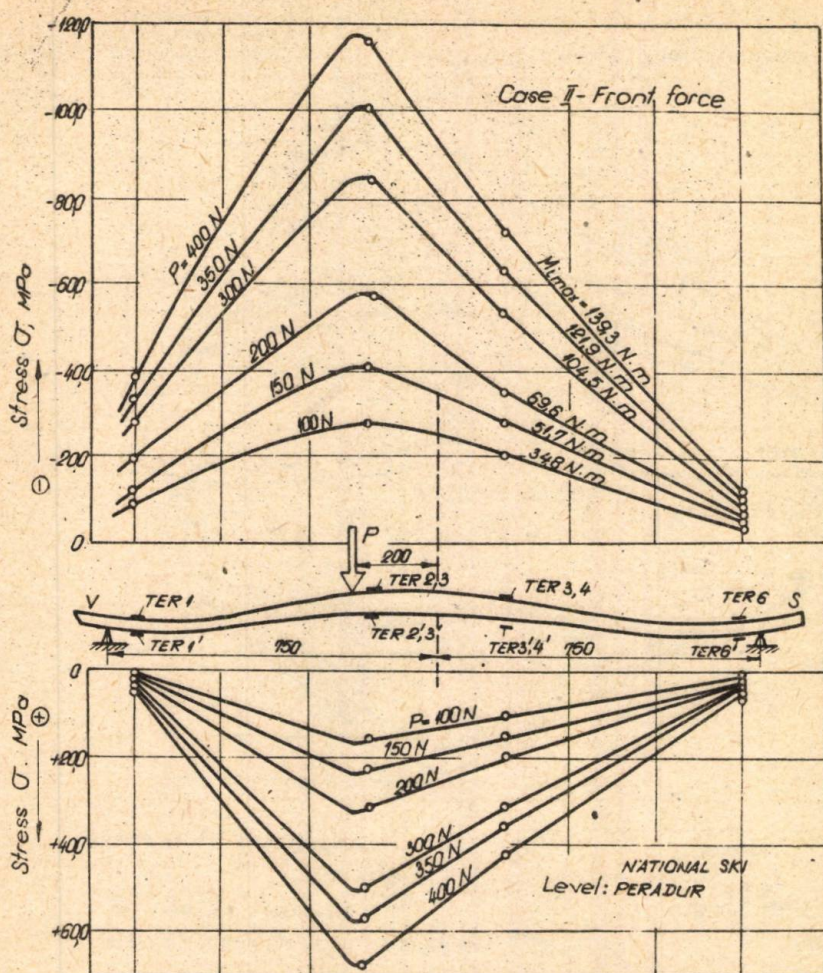


Fig. 5

condly with 200 mm from the middle to the front end and thirdly with 200 mm from the middle to the back end of the ski (fig.3). The values of the bending moment were calculated in accordance with this loads.

The ski was stressed three times by successive loadings and unloadings. The values of the specific strains were statistically analysed. In the same time, for to establish the normal stresses the modulus of elasticity of several dimensions peradur were mea-

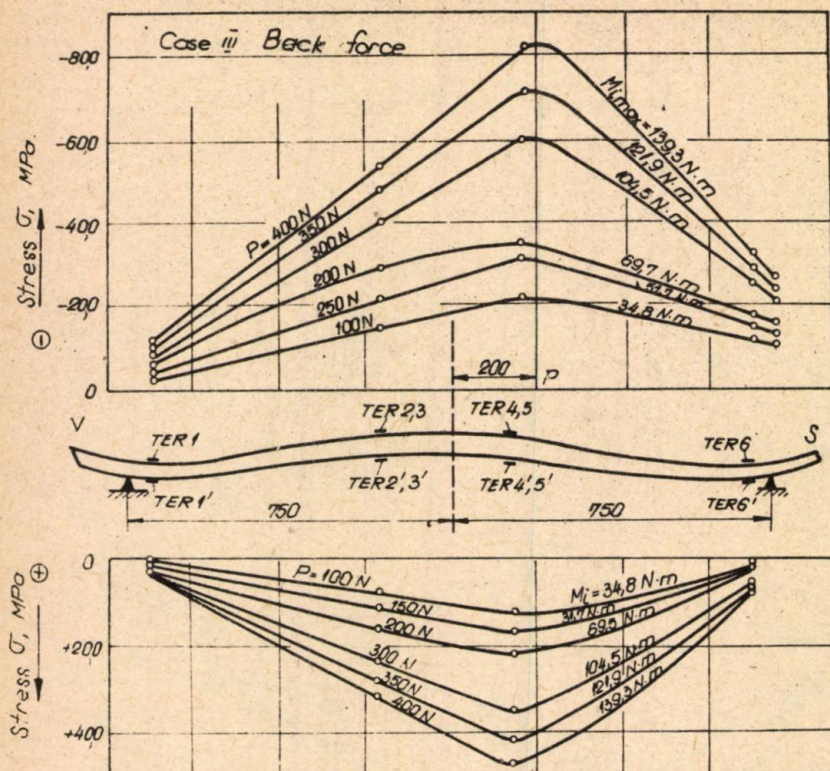


Fig. 6

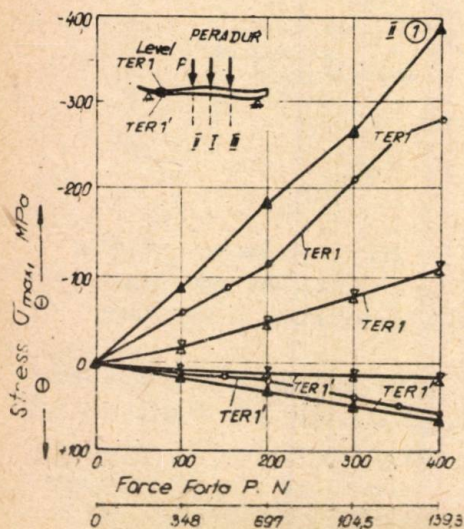


Fig. 7

sured, finding the mean value $E = 67800 \text{ MPa}$.

The obtained values of stresses were transposed in diagrams. Some of them are presented in the figures 4, 5 and 6. There is presented the variation of the maximum stresses in the two layers of peradur (superior and inferior) by the force (respectively by the values of the bending moment), as well as the variation on the length of the ski.

3. Conclusions

The experimental researches brought the following conclusions :

- in the two layers of peradur the stresses increase linearly by the increase of the load (respectively of the maximum moment M_{imax}) (fig.7) ;

- if the maximum moment has the value $M_{imax} = 70 \text{ N.m}$ (the case of the real maximum stress) the values of the extrem stresses are : in the first position of the load $\sigma_{max} = 37,3 \text{ MPa}$ and $\sigma_{min} = -63,3 \text{ MPa}$; in the second position of load $\sigma_{max} = 33,1 \text{ MPa}$ and $\sigma_{min} = -57,0 \text{ MPa}$ and finally in the third position $\sigma_{max} = 24 \text{ MPa}$ and $\sigma_{min} = -41,1 \text{ MPa}$;

- the measured values are remarkable close with those analytically determined (errors are less than $\pm 7,5\%$) ;

- for the same load P , the superior layer of peradur is 1,5 ... 2 times more stressed than the inferior one ;

- the maximum values of the effective stresses are much less than the breaking strengths ;

- the section in the front of the boot is with 5 ... 8% more stressed than the back one ;

- the growth curve of the stresses an the length of the ski follows the variation curve of the bending moment ;

- the first position of the load P is the most dangerous for the ski.

As a result of the theoretical an experimental studies, new ski structure were proposed. These new models include new materials of several dimensions and best positions in the ski's section.

Bibliography

- [1] COTTA, N., CURTU, I., IORDACHE, P. ș.a. Cercetări privind optimizarea schiurilor de producție românească. Temă de cercetare științifică, Universitatea din Brașov, 1981.
- [2] COTTA, N. Tehnologia produselor finite din lemn. Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
- [3] CURTU, I. ș.a. Calculul de rezistență în industria lemnului. Editura tehnică, București, 1982.
- [4] PETRICAN, M., CURTU, I. ș.a. Aplicații ale tensometriei în industria lemnului. Editura tehnică, București, 1980.
- [5] * * * - Documentația tehnică de la I.P.L. Reșhin.

I. CURTU, FL. SPERCHÉZ, P. IORDACHE, ILEANA ROSCA, N. L. COTTA,
A. LÖX

CERCETARI PRIVIND MARIMEA SI DISTRIBUTIA TENSIUNILOR IN
STRUCTURA UNUI SCHIU

Rezumat

În lucrare sînt redată rezultatele cercetărilor experimentale cu privire la mărimea și distribuția tensiunilor în structura unui schiu. Măsurătorile s-au efectuat cu ajutorul tensometriei electrice rezistive. Scopul măsurătorilor a fost optimizarea structurii schiurilor. Calculele analitice efectuate cu ajutorul calculatorului electronic și măsurătorile experimentale au condus la aceleași valori pentru tensiunile din stratul de peradur din structura schiului.

Solicitarea schiului s-a realizat cu forțe ce variază între 100 N și 400 N, așezate în trei poziții corespunzătoare situațiilor întâlnite în practică.

STUDIES ON THE VALUES AND DISTRIBUTION OF STRESSES IN
THE SKI'S STRUCTURE

Summary

In the paper are presented the results of the experimental researches on the values and the distribution of the stresses in the ski's structure. The measurements were done with electric strain gauges with the purpose to perfect the ski's structure.

The analytical calculus done by the computer and the experimental measurements gave the same values for the stresses in the layer of peradur.

The ski was loaded with strengths between 100 N and 400 N, situated on its length in three different points corresponding with the real situations.

Eng. Dorin Diaconescu, Lecturer of University of Braşov ;
Eng. G-tin Constantinescu, Designer of I.P.A. Sibiu ;
Eng. George Cîrciumaru, Lecturer of University of Braşov.

The rack-and-gear mechanism with variable profile displacement has gained a wide use among the automobile steering gears. These mechanisms permit an easy adjustment of the side play (backlash) between teeth, by axial shift of the gear (see fig.1,a).

As per the diagram in fig.2 and according to the standard notations, the synthesis of rack-and-gear drive starts from values m_{on} , α_{on} , h_{on}^x , c_{on}^x , z , b (see fig.1), adopted constructively in accordance with the concrete working conditions (the value m_{on} or b is established by an organological predimensioning).

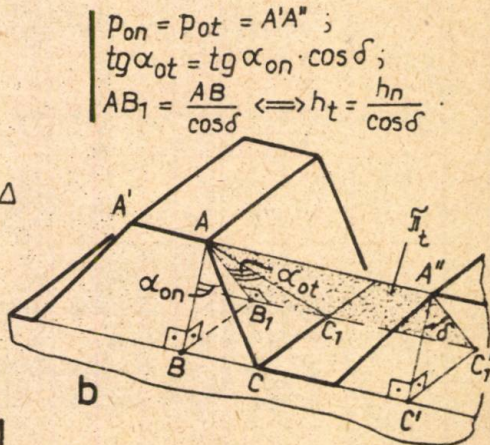


Fig. 1

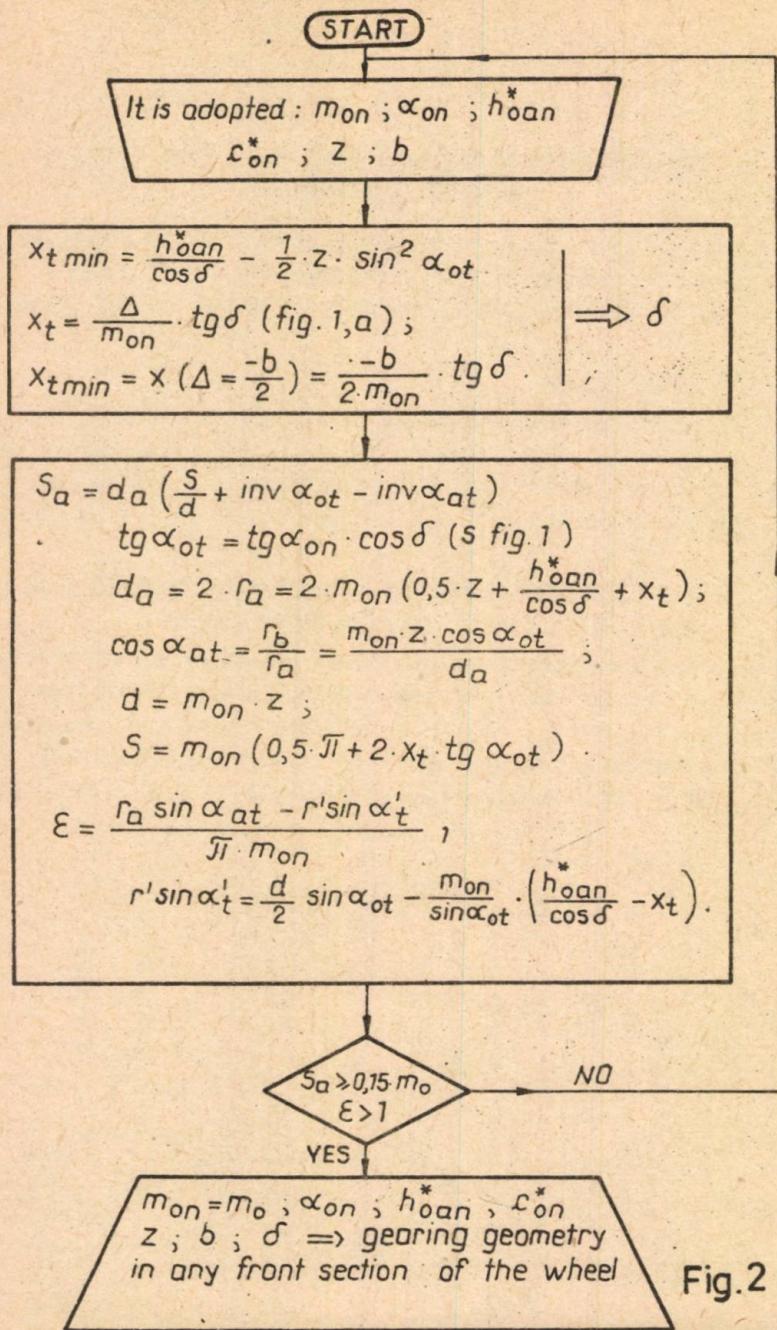


Fig.2

In conformity with fig.1 based upon these values, the tilting (inclination) angle σ (see fig.1,a) is established, and further the geometrical conditions $s_a \geq 0,15.m_{ot}$ and $\xi > 1$ are checked; if one of these conditions is not respected, the initial values will be modified.

By programming the logical diagram (fig.2) combined with the organological calculation algorithm, the above mentioned rack-and-gear mechanism can be designed numerically by computer.

3. Conclusions

- The classical rack-and-gear drive, where profile displacement is constant and therefore the pitch (dividing) and reference planes are parallel, the play between teeth can be adjusted only by radial shift of gear or rack, this involving constructional and technological difficulties; but tilting the reference plane by angle σ (see fig.1,a) and leaving unmodified the position of pitch (divided) plane, this disadvantage can be eliminated, thus obtaining a mechanism with variable profile displacement, in which the wheel becomes conic. In this way the backlash is adjusted simply by moving the wheel axially.

- The design of rack-and-gear drive with variable profile

displacement consists in establishing the σ angle and the width b of the wheel, by subsequent observing of both the geometrical conditions of a correct engagement (see fig.2) and the resistance conditions.

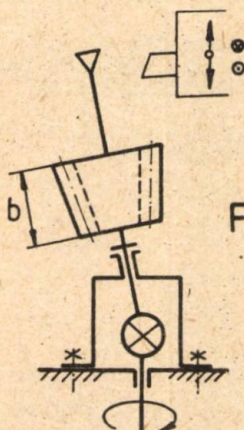


Fig.3

- The wheel with variable profile displacement (fig.1,a) will be processed like the cylindrical one (having constant profile displacement) by the only difference that the half-product wheel will be mounted, on the working piece table, inclined by angle σ (see fig.3).

4. Bibliography

- [1] Duditã, Fl. Curs mecanisme, Fasc.2, University of Braşov, 1981.

DIACONESCU, D., CONSTANTINESCU, C. and CIRCIUMARU, G.

ON THE SYNTHESIS OF RACK-AND-GEAR DRIVE WITH VARIABLE
PROFILE DISPLACEMENT

Summary

The rack-and-gear drive with variable profile displacement has gained large utilization in the steering gears of some cars, as it permits the easy adjustment of the tooth side backlash by axial shifting of the wheel.

The present paper presents the algorithm and the calculation relations necessary for the geometrical synthesis of this type of gearing.

DESPRE SINTEZA ANGRENĂJULUI ROATĂ-CREMALIERĂ CU DEPLASARE
VARIABILĂ

Rezumat

Angrenajul roată-cremalieră cu deplasare variabilă a căpătat o largă utilizare în mecanismele de direcție ale unor automobile, deoarece permite reglarea simplă a jocului lateral dintre dinți prin deplasarea axială a roții.

În lucrare se prezintă un algoritm și relațiile de calcul necesare în sinteza geometrică a acestui tip de angrenaj.

RESEARCHING BY NUMERICAL METHODS THE GEOMETRY OF THE CYLINDRICAL GEARS WITH CIRCULAR ARC BASIC PROFILE

Dr.ing. G. Miloiu — Fma. Neptun Jimina

1. Introduction

At the industrial variant of circular arc basic profile gears, the reference basic rack tooth profile is composed of circular arcs and a segment of straight line as a connection profile — fig. 1; the circular arc branches only correspond to the active profile of the toothing.

The geometry of the circular arc profile gears makes the object of several researches, but most of these give no numerical study of the surfaces equations and no numerical results [3,6,7,8,9 a.o].

This work goes on with the studies from [1,2,4,5], giving numerical methods for three basic problems of the geometry of the circular arc profile gears: the exact profile of the teeth, the circular arc approximate profile for the addendum and the dedendum, the length over teeth.

Gears with modified reference profile will be considered:

1. So we shall study the gear geometry in the general case of meshing; 2. the geometry of the gear at the partial penetration of the tool is obtained and the correlation between the checking dimensions of the generating gear and those of the generated gear is established, by the correction of the position of the generating tool; 3. the conditions for the study of modified circular arc profile gears are provided (the profile modification is one of the development directions of the circular arc profile gears [5]).

2. The exact profile of the tooth

Considering the technological gear with generating rack, characterized by the system of co-ordinate axes in fig. 2, the matrix expression of the gear tooth flank surface S_R is :

$$X_R(u,v) = M_{RC}(v)X_C(u,p), \quad (1)$$

where X_C is the vector radius of the rack S_C , M_{RC} — the transfer matrix from the co-ordinate system tied to the rack in the system tied to the gear wheel, for the connection condition between the parameters defined by the rack-gear wheel meshing equation:

$N_c, V_{cR} = 0$ or $N_c \cdot (M_{RC}^{-1} \frac{\partial M_{cR}}{\partial v} X_c) = F(u, p, v) = 0$, (2)
 where $M_{cR} = M_{RC}^{-1}$, N_c — the matrix of the vector normal to S_c ,
 V_{cR} — the column matrix of the relative speed, u, p, v — parameters (see fig. 1 and 2). As S_c is a unfolding ruled surface, the (2) condition can be written:

$$p = f(u, v), \quad (3)$$

where p — linear parameter.

Sectioning S_R with a certain plane P_λ , a new connection between the parameters of the surface (1) is introduced:

$$Q(u, v) = 0. \quad (4)$$

Equation (4) is usually transcendental and it can be solved by numerical methods.

A series of values is adopted for one of the parameters — for example, $u = u_1, u_2, \dots, u_i, \dots, u_n$ — and the equation is solved in relation with the other parameter, obtaining the series $v_1, v_2, \dots, v_i, \dots, v_n$. For $u = u_i$ and $v = v_j$ we get the co-ordinates of a point M_i from the surface $S_R(1)$.

The co-ordinates of a point on the profile in plane P_λ — applying to the co-ordinate system tied to the gear wheel $O_R x_R y_R z_R$ a rotation round the axis $O_R z_R$ — are:

$$x_{pi} = \begin{bmatrix} x_{pi}(u_i) \\ z_{pi}(u_i) \end{bmatrix}, \quad (i = 1, \dots, n) \quad (5)$$

This algorithm is found again in the logical diagram from fig. 3 (the first half). In fig. 4 [4] some tooth profiles are given for $z = 8, 12, 16$ and $\xi = 0; \pm 0,1$ and $-0,2, \beta = 15^\circ$. At the gears without profile modification, the three branches of the profile are fastened for $z \geq 13$; at $z \leq 12$ the interference appears. For negative modifications the interference is more pregnant: fig. 5 for $\xi = -0,1$.

The phenomenon of interference at the gears having the reference basic rack tooth profile from fig.1 was explained in [4,1].

3. The approximate profile

On the branches folded by the circular arc profile (S_1, S_2) of the generating rack, the profile (5) can be well approximated with circular arcs. To find the circle with the best approximation of the profile (5) defined by a series of points, an iterative method was elaborated, exposed in the logical diagram from

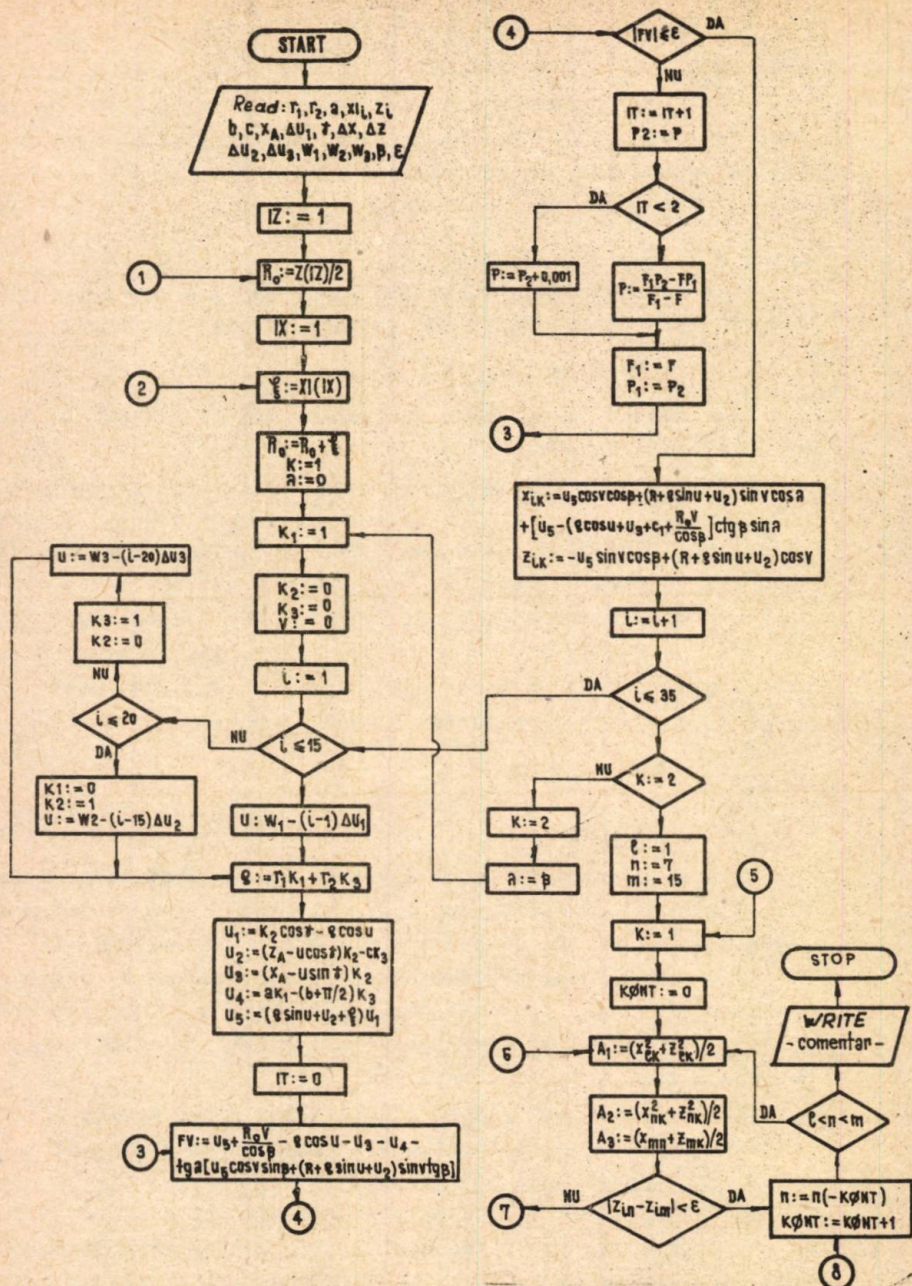


Fig. 3 (to be next)

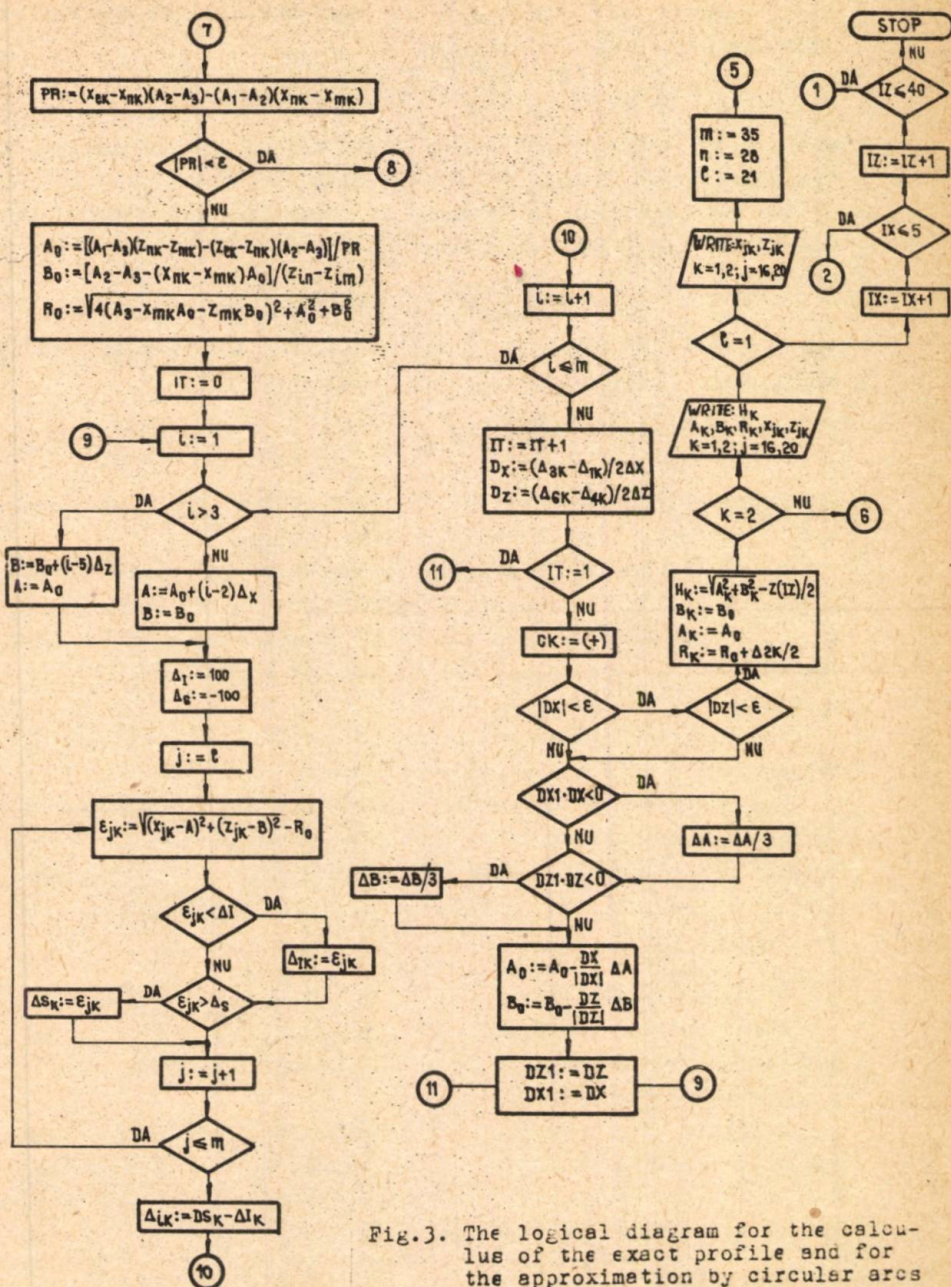


Fig.3. The logical diagram for the calculus of the exact profile and for the approximation by circular arcs of the gears generated with circular arc profile rack type tools

fig.3 (second part). In a point P_1 the deviation of the profile from the approximate circle is:

$$\delta_1 = \sqrt{(x_{p1}-a)^2 + (z_{p1}-b)^2} - r, \quad (6)$$

where a, b, r — the co-ordinates of the centre and the radius of the approximate circle. The circle with the best approximation of the points series is obtained imposing the condition of minimum to the cumulated deviation:

$$\Delta = \delta_j \max - \delta_j \min; \quad \Delta = \Phi(a, b), \quad (7)$$

where j can have any value from 1 to n . The solution is obtained solving the system of numerical equations:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial a} = 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial b} = 0, \quad (8)$$

where the partial derivatives of the function (a, b) are obtained by the method of finite differences (fig. 3).

In fig. 6 one could see the influence of the number of teeth Z and the profile modification coefficient ξ over the radii r_1 and r_2 of the circles with the best approximation of the addendum and dedendum profiles. It is noticed that $r_1 \leq s_1$, and $r_2 \geq s_2$.

The biggest values for r_1 correspond to $\xi = 0$, and the least values for r_2 to $\xi = -c$ (the distance c — see fig. 1).

The position of the circle centres r_1 and r_2 is shown in [1]. The centre of the circle r_1 is on the pitch circle for $\xi = 0$, outside for $\xi > 0$ and inside the pitch circle for $\xi < 0$. The circle r_2 has the centre outside the pitch circle for $\xi > (-c)$ and inside for $\xi < (-c)$.

4. Length over teeth

Going on with the researches from [2,4], a new calculus method for the length over teeth at the modified circular arc profile gears is exposed.

Starting from the notice that the normal line raised from the tooth flank S_R in the measuring point M_R should be orthogonal and in the same plane with the symmetry axis of the interval (Oz_R) , the length over N teeth W_N is:

$$W_N = 2 \sqrt{(x_R \cos \theta - z_R \sin \theta)^2 + y_R^2} = W(p, v), \quad (9)$$

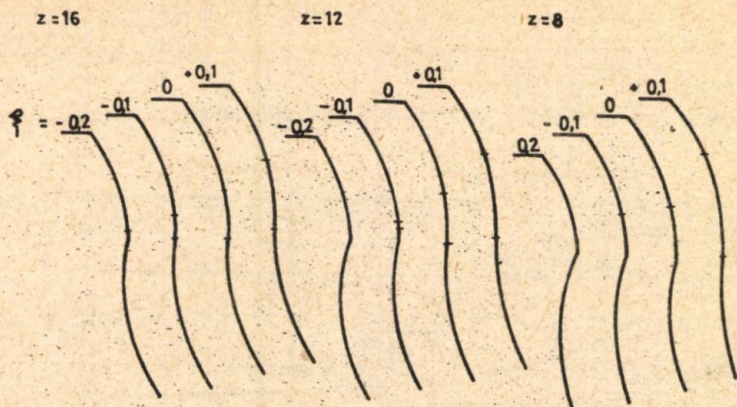


Fig. 4. The frontal profile of the teeth ($\beta=15^\circ$) for $z=16; 12; 8$ and $\xi = 0; \pm 0,1; -0,2$.

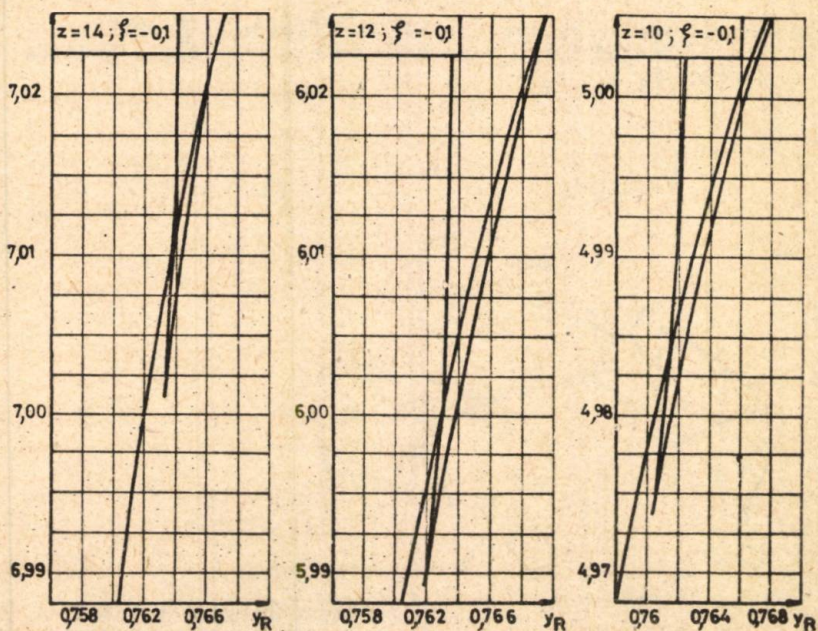


Fig. 5. Interference at $z=14; 12; 10$ and $\xi = -0,1$.

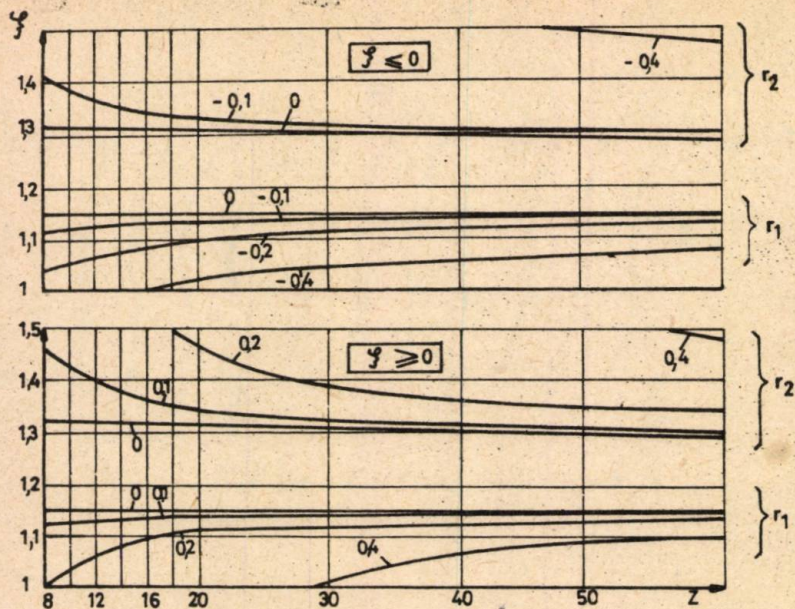


Fig.6. The influence of the profile modification f and the number of teeth over the radii of the approximation circles r_1 and r_2

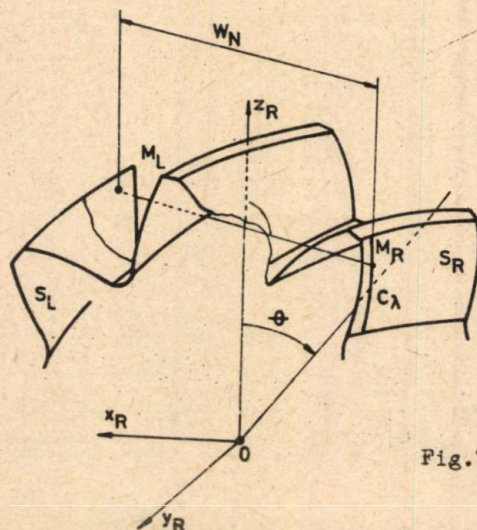


Fig.7. Diagram for the calculus of the length over teeth

where p and v are the solutions of the equations system:

$$n_z + n_x \operatorname{tg} \theta = 0 ; y_R(n_x^2 + n_z^2) - n_y(x_R n_x + z_R n_z) = 0 \quad (10)$$

for:

$$\theta = (N - 1) \pi / z$$

Taking into account that the first equation of the system (10) takes the form:

$$\operatorname{tg} u = \operatorname{tg} (\theta - v) \cos \beta ,$$

by convenient changes of variables, the length $W_N(9)$ becomes:

$$W_N = 2m_n \sqrt{\left[\frac{q+\xi}{Q} \cos \theta_0 + (R+\xi+q) \sin \theta_0 \right]^2 + \left[\frac{q+\xi}{Q} + \frac{RG}{1+Q^2} \right]^2 \operatorname{tg}^2 \frac{2}{3}} , \quad (13)$$

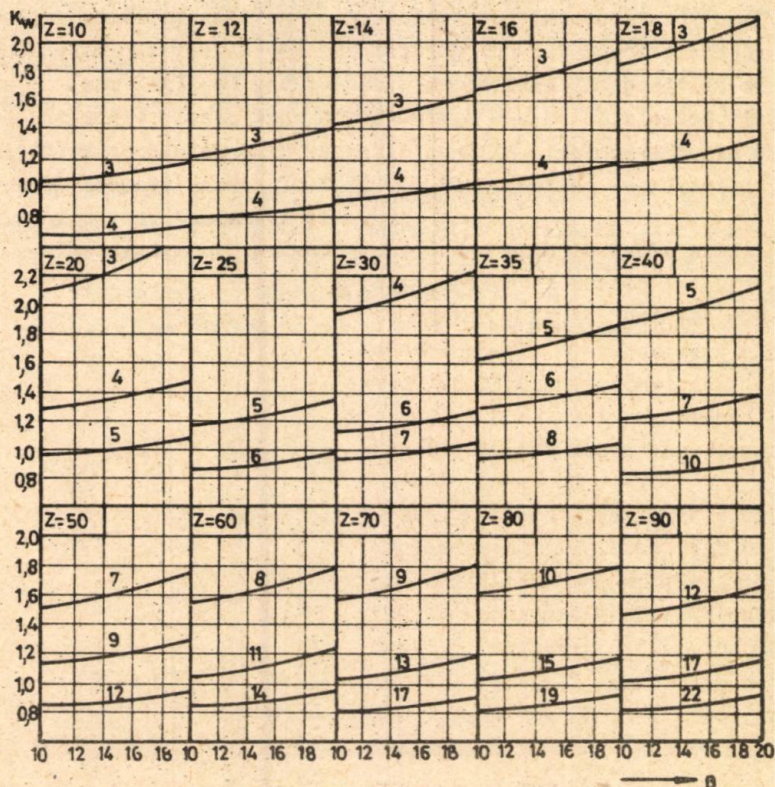


Fig. 8. The influence of the parameters Z , N and β over the correction coefficient K_w .

where:

$$\left. \begin{aligned} R &= 0,5 z / \cos \beta ; \quad q = q / \sqrt{r_1^2 - q^2 \cos^2 \beta} \\ \theta_0 &= \theta - \frac{\pi}{R} \left(\frac{r}{q \cos^2 \beta} + \frac{a}{\cos \beta} + \frac{RQ}{1+Q^2} \operatorname{tg}^2 \beta \right) \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

q being the solution of the equation:

$$f(q) = \operatorname{tg} \theta - Q = 0. \quad (15)$$

The equation (15) is solved by successive approximations (the first value $q \approx 0,45$).

5. The correction of the reference profile position

In order to establish the position of the basic rack of the generating gear wheel, the length over teeth, the length over balls or the tooth thickness should be checked.

If w_N is the measured length over teeth, and w'_N — the calculated length over teeth, tool position should be corrected with:

$$\Delta = (w_N - w'_N) / k_w, \quad (16)$$

where for $\Delta > 0$, the additional tool penetration is imposed, and for $\Delta < 0$, the tool should be withdrawn; k_w — coefficient given in fig. 8. From this figure one can observe that for the same difference $\Delta w = w_N - w'_N$, the correction Δ depends on the number of teeth z , of measurement N and, in a less important way, on the helix angle β .

B y b l i o g r a p h y

- [1] BOCIAN, I., MILOIU, G. Some Aspects of the Geometry of the Cylindrical Gears with circular Arc Basic Profile. In: Fourth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms - Newcastle- England - 1975, p. 295 - 299.
- [2] BOCIAN, I., MILOIU, G. Determination of the length over teeth at the modified circular arc basic profile gears (in rom.). In: Construcția de Mașini (Mechanical Engineering), 1981, nr.2, p. 82- 93.
- [3] CLOUTIER, L., TORDION, G.V. Analyse du contact d'engrenages du type Wildhaber - Novikov aux axes parallèles. In: SEIE (Paris), nr.52, 1967, p. 3 - 46.
- [4] MILOIU, G. Contributions at the theoretical and experimental study of circular arc basic profile gears (in rom.). Teza de doctorat, Univ. Braşov, 1975.
- [5] MILOIU, G., DUDITA, F., DIACONESCU, P. Modern mechanical drives (in rom.), Ed.tehnică, Bucureşti, 1980, p. 89-113.
- [6] KEVORKOV, IU., A., SULTANOV, F.M. Calculus of the length of the common normal at Novikov meshing gears (in russ.). In: Vestnik maşinost., 1971, nr.9, p.36-37.
- [7] KRASNOSCEKOV, N.N., a.o. The theory of Novikov gears (in russ.). Izd. Nauka, Moscova, 1976.
- [8] LITVIN, F.L. The theory of gears (in russian). Izd. Nauka, Moscova, 1968.
- [9] TEPKOV, A.V., MENSENIN, V.N. Determination of the length of the common normal at Novikov gears (in russian). In: Vestnik maşinost., 1971, nr.3, p. 28-32.

MILOIU, G.

CERCETAREA PRIN METODE NUMERICE A GEOMETRIEI ROTILOR DINTATE
CU PROFIL ARC DE CERC

R e z u m a t

În lucrare se expune o tratare prin metode numerice pentru patru probleme de bază ale geometriei angrenajelor cu profil arc de cerc:

1. profilul exact al dinților, dând algoritmul complet și rezultate numerice pentru diferite numere de dinți, inclusiv pentru roți cu subțaiere;
2. profilul arc de cerc de aproximare pentru capul și piciorul dinților, dând algoritmul complet și rezultate numerice;
3. lungimea peste dinți, dând un nou algoritm;
4. corecția poziției profilului de referință, pe baza lungimii peste dinți măsurate la roate în curs de generare, dând și rezultate numerice sistematizate în diagrame.

Problemele enumerate sînt soluționate în cazul general: cu luarea în considerare a deplasării de profil.

RESEARCHING BY NUMERICAL METHODS THE GEOMETRY OF
NOVIKOV GEARS

S u m m a r y

This work presents the study of four main problems concerning the geometry of Novikov, by numerical methods:

1. the exact tooth profile, giving the complete algorithm and numerical results for several teeth numbers, including undercut gears;
2. the approximate circular arc (Novikov) profile for the addendum and the dedendum of the tooth, giving the complete algorithm and numerical results;
3. the length over teeth, introducing a new algorithm;
4. the correction of the basic rack tooth profile position, considering the length over teeth measured at the generating gear, giving also numerical results by means of diagrams.

The problems above mentioned are solutioned in the general case: that is when considering the profile modification.

DAS THEORETISCHE MODELL DER KURVENFAHRT VON RAUPENSCHLEPPERN

Dr. ing. Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov und
Dipl. ing. Dorin Diaconescu, Oberassistent an der Universität
Braşov.

1. Einführung

Die Modellierung der Kurvenfahrt von Raupenschleppern hat als Grundlage folgende vereinfachende Voraussetzungen:

- die Raupenketten rollen gleitfrei am Boden ab;
- die Reibungsverluste des Getriebes werden vernachlässigt.

Das Modell der Kurvenfahrt ermöglicht die Analyse des theoretischen Leistungsflusses der Raupen. Auf Grund dieses Modells können die Zustände für die Einzelteilberechnung festgesetzt werden.

2. Analyse der Leistungsverteilung auf die Raupenketten des Schleppers bei Kurvenfahrt

Die Widerstandskräftedyname des in Kurvenfahrt befindlichen Schleppers kann, im Punkt O (Bild 1,a), durch die Komponenten: Einlenkmoment M_V , Zugkraft P_t , beschrieben werden. Diese Dyname wird durch die Zugkräfte der Raupen F und F' (siehe Bild 1,a) ausgeglichen.

In der Voraussetzung der gesonderten Analyse der Komponenten M_V und P_t , werden die Raupenkräfte wie folgt zerlegt:

$$F = F_t + F_V \quad ; \quad F' = F_t - F_V \quad ,$$

worin

$$F_V = M_V / B \quad \text{und} \quad F_t = 0,5 P_t \quad (\text{Bild 1, b und c}).$$

Demnach können die Zugkräfte der Raupen (F und F') durch Überlagerung der für die Überwindung des Einlenkmoments notwendigen Kräfte F_V und $F'_V = -F_V$ mit den für die Überwindung der Widerstandskraft P_t notwendigen Kräfte F_t und $F'_t = P_t$ (s. Bild 1, b und c), erhalten werden.

Folglich ist die Motorleistung aus zwei Komponenten ausgebildet:

- die für die Verschiebung des Schleppers mit der Geschwindigkeit des Punktes O (s. Bild 1, c) notwendige Leistung :

$$F_t \cdot V_\Sigma + F_t \cdot V_\Delta = F_t (V_\Sigma + V_\Delta) = 0,5 P_t (V_\Sigma + V_\Delta) = P_t \cdot V_0 \quad ;$$

- die für die Drehung des Schleppers um den Punkt O (s.Bild 1,b) notwendige Leistung:

$$F_V \cdot B \cdot \omega_V = M_V \cdot \omega_V$$

worin ω_V die Einlenkwinkelgeschwindigkeit darstellt.

Verdeutlichend, erhält die für Zug notwendige Leistung des Motors den Ausdruck (s.Bild 1,e):

$$N^t = F_t \cdot V_0 = 0,5 F_t (V_\Sigma + V_\Delta) = 0,5 F_t \cdot \omega_1 \cdot r (i_\Sigma^{-1} + i_\Delta^{-1}) \Rightarrow$$

$$N^t = F_t \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Sigma + i_\Delta}{i_\Sigma \cdot i_\Delta} = 0,5 F_t \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Sigma + i_\Delta}{i_\Sigma \cdot i_\Delta}$$

Analogisch, erhält die für Einlenkung notwendige Motorleistung den Ausdruck (s.Bild 1,b):

$$N^V = M_V \cdot \omega_V = (F_V \cdot B) \frac{V_\Sigma - V_\Delta}{B} = F_V \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Delta - i_\Sigma}{i_\Delta \cdot i_\Sigma} \Rightarrow$$

$$N^V = F_V \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Delta - i_\Sigma}{i_\Delta \cdot i_\Sigma} = \frac{M_V}{B} \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Delta - i_\Sigma}{i_\Delta \cdot i_\Sigma},$$

worin: ω_1 die Winkelgeschwindigkeit des Motors, r den Radius des Raupentriebrades, i_Σ , i_Δ das Übersetzungsverhältnis vom Motor zum Raupentriebrad der vorgerückten Raupe, bzw. zum Raupentriebrad der zurückgebliebenen Raupe (s.Bild 1) darstellen.

Offensichtlich ist die Motorleistung die Summe der zwei Komponenten

$$N = N^t + N^V$$

Demnach hat die der vorgerückten Raupe (Σ) vom Motor zuerteilte Leistung den Ausdruck (s.Bild 1):

$$N_\Sigma = F_t \cdot V_\Sigma + F_V \cdot V_\Sigma = (F_t + F_V) V_\Sigma = (F_t + F_V) \omega_1 \cdot r \cdot i_\Sigma^{-1};$$

$$\frac{N_\Sigma}{N} = \frac{(F_t + F_V) \omega_1 \cdot r}{i_\Sigma} \cdot \frac{1}{F_t \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Delta + i_\Sigma}{i_\Delta \cdot i_\Sigma} + F_V \cdot \omega_1 \cdot r \frac{i_\Delta - i_\Sigma}{i_\Delta \cdot i_\Sigma}} =$$

$$\frac{(F_t + F_V) i_\Delta}{F_t (i_\Delta + i_\Sigma) + F_V (i_\Delta - i_\Sigma)} = \frac{(F_t + F_V) i_\Delta}{(F_t + F_V) i_\Delta + (F_t - F_V) i_\Sigma} =$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{F_t - F_V}{F_t + F_V} \cdot \frac{i_\Sigma}{i_\Delta}}$$

Analogisch wird für die zurückgebliebene Raupe der Ausdruck (s. Bild 1):

$$N_{\Delta} = F_t \cdot v_{\Delta} - F_v \cdot v_{\Delta} = (F_t - F_v) v_{\Delta} = (F_t - F_v) \omega_1 \cdot r \cdot i_{\Delta}^{-1},$$

$$\frac{N_{\Delta}}{N} = \frac{(F_t - F_v) i_{\Sigma}}{(F_t + F_v) i_{\Delta} + (F_t - F_v) i_{\Sigma}} = \frac{\frac{F_t - F_v}{F_t + F_v} \cdot \frac{i_{\Sigma}}{i_{\Delta}}}{1 + \frac{F_t - F_v}{F_t + F_v} \cdot \frac{i_{\Sigma}}{i_{\Delta}}}$$

erhalten.

Das Verhältnis $(F_t - F_v)/(F_t + F_v)$ in Abhängigkeit von P_t und M_v ausdrückend, wird die Beziehung

$$\frac{F_t - F_v}{F_t + F_v} = \frac{0,5 P_t - \frac{M_v}{B}}{0,5 P_t + \frac{M_v}{B}} = \frac{\frac{0,5 P_t \cdot B}{M_v} - 1}{\frac{0,5 P_t \cdot B}{M_v} + 1} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1} = \gamma$$

erhalten, worin $0,5 P_t \cdot B$ das der Kurvenfahrt äquivalente Zugkraftmoment darstellt und $\alpha = 0,5 P_t \cdot B / M_v$.

Für α den Bereich $[0, +\infty)$ betrachtend, resultiert für das Verhältnis γ der Bereich $[-1, 1]$; für das Verhältnis $\rho = i_{\Sigma}/i_{\Delta}$ wird das Gebiet der Realzahlen betrachtet. Damit wird der Leistungsfluss der vorgelagerten Raupe:

$$\frac{N_{\Sigma}}{N} = \frac{1}{1 + \gamma \cdot \rho},$$

dessen Funktion qualitativ in Bild 2 dargestellt ist.

Der Kurvenradius des Schleppers hat, für ein bestimmtes Verhältnis $\rho = i_{\Sigma}/i_{\Delta}$, den Ausdruck:

$$R = \frac{v_0}{\omega_v} = \frac{0,5 (v_{\Sigma} + v_{\Delta})}{\frac{v_{\Sigma} - v_{\Delta}}{B}} = 0,5 B \frac{i_{\Delta} + i_{\Sigma}}{i_{\Delta} - i_{\Sigma}} = 0,5 B \frac{1 + \rho}{1 - \rho} \quad (\text{s. Bild 2})$$

Aus der Analyse des Ausdrucks des Leistungsflusses der vorgelagerten Raupe und der Diagramme aus Bild 2, gehen folgende allgemeine Eigenschaften hervor:

1. Im Fall, in dem das der Kurvenfahrt äquivalente Zugkraftmoment ($0,5 P_t \cdot B$) grösser als das Einlenkmoment ist, ist $1 \geq \gamma > 0$, während der Leistungsfluss von der mit durlaufender Linie aufgezeichneten Hyperbel (Bild 2, a) qualitativ beschrieben wird; der obere Ast schneidet die Gerade $\rho = 1$ in dem Punkt mit der Ordinate $N_{\Sigma}/N \geq 0,5$; die Gleichheitsbedingung tritt für $M_v = 0$ auf; folglich verteilt sich bei geradliniger Fahrt ($\rho = 1$) die Leistung gleichförmig auf die Raupen nur wenn das Einlenkmoment verschieden von Null ist;

- im Fall der Kurvenfahrt mit $1 \geq \rho > 0$ (die Raupentriebräder drehen sich gleichsinnig), ist die vorgelagerte Raupe überlastet, aber zwischen den Raupen tritt kein geschlossener Leistungsfluss auf;

- im Fall der Kurvenfahrt mit $0 > \varphi > -1$ (die Raupentriebräder drehen sich widersinnig) erscheint zwischen den Raupen ein geschlossener Leistungsfluss, der die vorgerückte Raupe überlastet; in diesem Bereich ist der Kurvenradius umgekehrt proportional mit der Belastung der vorgerückten Raupe;

2. In der Situation in der das der Kurvenfahrt gleichwertige Zugkraftmoment kleiner als das Einlenkmoment ist (keine oder kleine Kraft am Hacken), dann wird α kleiner als die Einheit und $0 > \varphi > -1$; für diese Situation ist der Leistungsfluss in Bild 2,a durch die gestrichelte Hyperbel beschrieben;

- im Fall $0 < \varphi \leq 1$ (die Raupentriebräder drehen sich gleichsinnig) erscheint zwischen den Raupen ein geschlossener Leistungsfluss, wobei die vorgerückte Raupe überlastet ist;

- im Fall $0 > \varphi \geq -1$ (die Raupentriebräder drehen sich widersinnig) verteilt sich die Motorleistung auf die zwei Raupen, die vorgerückte Raupe belastend; es erscheint kein geschlossener Leistungsfluss zwischen den Raupen;

3. Wenn das Zugkraftmoment dem Einlenkmoment gleich ist ($\alpha=1$ -s. auch Bild 1) wird die ganze Leistung auf eine Raupe verteilt (s. Bild 2,a und Bild 1);

4. Unter Berücksichtigung der Tatsache dass $i_{\Sigma} > i_{\Delta}$, kann die Analyse des Diagramms aus Bild 2,a auf das Gebiet $\varphi = -1 \dots 1$ beschränkt werden.

Im Fall eines existierenden Getriebes wird die Analyse des Leistungsflusses bequemer in Diagrammen von der Art des in Bild 2,b dargestellten, wenn das Verhältnis $\varphi = i_{\Sigma} / i_{\Delta}$ bekannt ist.

3. Analyse des Leistungsflusses für ein Umlauflenkgetriebe (Tafel 1)

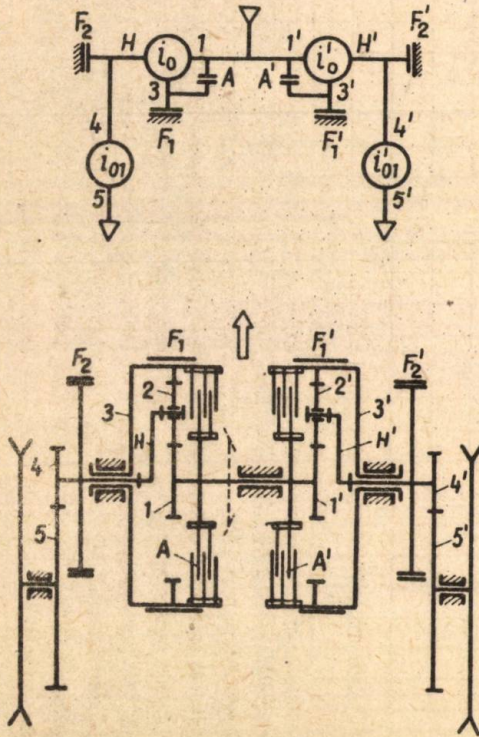
Auf Grund des kinematischen Schaubildes und des Übersichts-schemas wurden in Tafel 1,a die unterschiedlichen funktionellen Situationen festgesetzt, wobei für jede dieser Situationen das Verhältnis $\varphi = i_{\Sigma} / i_{\Delta}$ und der Kurvenradius bestimmt wurden.

In der Tafel 1,b wurde der Leistungsfluss durch die vorge-rückte Raupe für jede unterschiedliche Situation analysiert, wobei der Belastungsfaktor ν zwischen -1 und 1 variiert wird. Aus den Diagrammen $N_{\Sigma} / N = f(\nu)$ resultieren die Belastungen für die ein geschlossener Leistungsfluss auftaucht.

Folglich, wenn die Grenzsituationen der Schlepperbelastung (durch die Werte von ν bestimmt) bekannt sind, können auf Grund der Diagramme und der Gleichungen des Leistungsflusses die Zustände der Einzelteilberechnung bequem bestimmt werden.

Tafel 1,a

Übersichtschema und kinematisches Schaubild



Unterschiedliche funktionelle Situationen

Kennzeichnende kinematische Größen

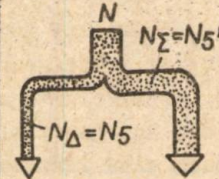
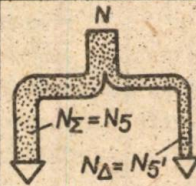
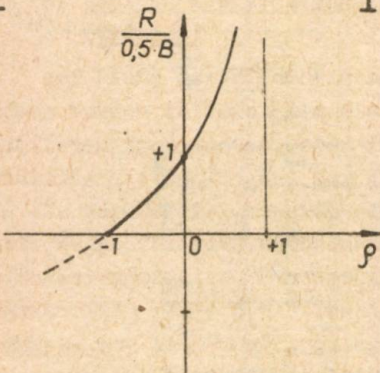
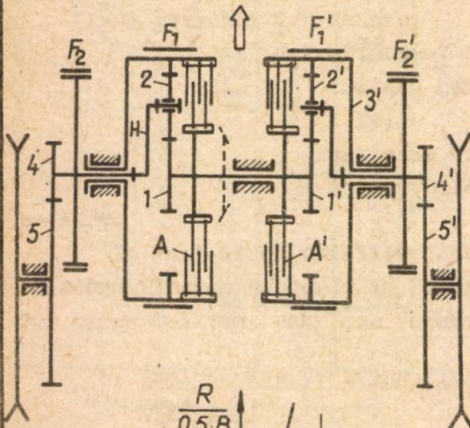
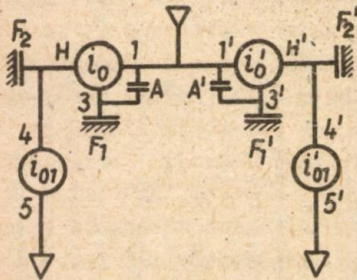
F_1^*	F_1'	A	A'	F_2	F_2'	$i = i_{15}$	$i' = i_{1'5'}$	$p = i_{\Sigma} / i_{\Delta}$	$\frac{R}{0,5B} = \frac{1+p}{1-p}$
1	1	0	0	0	0	$(1-i_0) i_{01}$	$(1-i_0') i_{01}'$	1	∞ (geradlinige Fahrt)
0	0	1	1	0	0	i_{01}	i_{01}'	1	∞ (geradlinige Fahrt)
0	0	1	0	0	1	$i_{01} = i_{\Sigma}$	$\infty = i_{\Delta}$	0	Links-drehung
1	0	0	0	0	1	$(1-i_0) i_{01} = i_{\Sigma}$	$\infty = i_{\Delta}$	0	Links-drehung
0	1	1	0	0	0	$i_{01} = i_{\Sigma}$	$(1-i_0') i_{01}' = i_{\Delta}$	$1/(1-i_0')$	$\frac{2-i_0'}{-i_0'}$ Links-drehung
1	0	0	1	0	0	$(1-i_0) i_{01} = i_{\Delta}$	$i_{01}' = i_{\Sigma}$	$1/(1-i_0')$	$\frac{2-i_0}{-i_0}$ Rechts-drehung
0	1	0	0	1	0	$\infty = i_{\Delta}$	$(1-i_0') i_{01}' = i_{\Sigma}$	0	Rechts-drehung
0	0	0	1	1	0	$\infty = i_{\Delta}$	$i_{02}' = i_{\Sigma}$	0	Rechts-drehung

Bezeichnungen: $i_0 = i_{1/3}^H = -Z_3/Z_1$; $i_0' = i_{1'/3'}^H = -Z_3'/Z_1' = i_0$; $i_{01} = i_{4/5} = -Z_5/Z_4$;
 $i_{01}' = i_{4'/5'} = -Z_5'/Z_4' = i_{01}$; R - Kurvenradius; B - Radspur;
 F=1, A=1, C=1 - Bremse, Kupplung, bzw. voll eingeschaltete Kupplung;
 F=0, A=0, C=0 - Bremse, Kupplung, bzw. ausgeschaltete Kupplung;
 i_{Σ}, i_{Δ} - Übersetzungsverhältnis, entsprechend der Raupe bei der sich die Zug- und Einlenkkräfte addieren, bzw. abziehen.

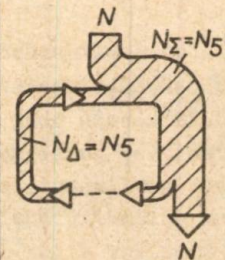
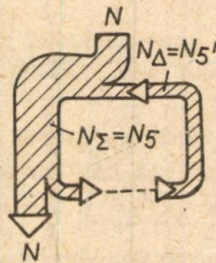
Tafel 1, b

Übersichtsschema und kinematisches Schaubild; Variationsverlauf des Kurvenradius

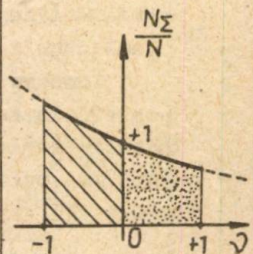
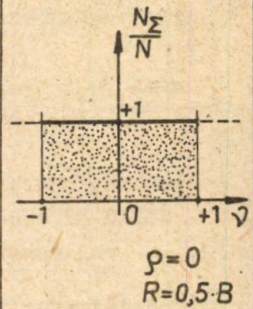
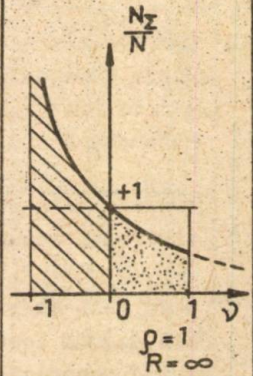
Kennzeichnende Situationen des theoretischen Leistungsflusses



$$N_{\Sigma} + N_{\Delta} = N$$



$$N_{\Sigma} + N_{\Delta} = N$$



$$\rho = \frac{1}{1-i_0} = \frac{1}{1-i_0} < 1$$

$$R/(0,5 B) = (2-i_0)/(-i_0)$$

Unterschiedliche funktionelle Situationen	Berechnungsbeziehungen für den theoretischen Leistungsfluss		Bemerkungen
	$\varrho = i_{\Sigma} / i_{\Delta}$	$N_{\Sigma} / N = +1 / (1 + \varrho)$	
$F_1 = 1$ $F_1' = 1$	1	$\frac{+1}{1+\varrho}$	$R / (0,5 \cdot B) = \infty$ (geradlinige Fahrt)
$A = 1$ $A' = 1$	1	$\frac{+1}{1+\varrho}$	$R / (0,5 \cdot B) = \infty$ (geradlinige Fahrt)
$A = 1$ $F_2' = 1$	$\frac{l_{1/5}}{l_{1/5'}} = 0$	+1	$R / (0,5 \cdot B) = 1$ Rechtsdrehung
$F_1 = 1$ $F_2' = 1$	$\frac{l_{1/5}}{l_{1/5'}} = 0$	+1	$R / (0,5 \cdot B) = 1$ Rechtsdrehung
$F_1' = 1$ $A = 1$	$\frac{l_{1/5}}{l_{1/5'}} = \frac{1}{1 - i_0}$	$+ \frac{1 - i_0'}{1 + \varrho - i_0'}$	$(2 - i_0) / (-i_0)$ Rechtsdrehung
$F_1 = 1$ $A' = 1$	$\frac{l_{1/5'}}{l_{1/5}} = \frac{1}{1 \cdot i_0}$	$+ \frac{1 - i_0}{1 + \varrho - i_0}$	$(2 - i_0) / (-i_0)$ Links drehung
$F_1' = 1$ $F_2 = 1$	$\frac{l_{1/5'}}{l_{1/5}} = 0$	+1	$R / (0,5 \cdot B) = 1$ Links drehung
$A' = 1$ $F_2 = 1$	$\frac{l_{1/5'}}{l_{1/5}} = 0$	-1	$R / (0,5 \cdot B) = 1$ Links drehung

Bezeichnungen : Σ, Δ - Index der sich auf die Raupe bezieht bei der sich die Einlenkkraft (F_V) und die Zugkraft (F_t) addieren, bzw. abziehen; N - Antriebsleistung; ϱ - Belastungsbeiwert

$$\varrho = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}, \quad \alpha = \frac{0,5 \cdot B \cdot P_t}{M_v};$$

P_t - Summe der Zugkräfte der Raupen; B - Radspur;
 M_v - Widerstandsmoment bei Kurvenfahrt; R - Kurvenradius.

Verdeutlichung: Gewöhnlich ist die Raupe mit dem Index Σ die vorgerückte Raupe (die linke Raupe bei Rechtsdrehung, bzw. die rechte Raupe bei Links drehung). Dieser Fall wird im Studium der Kurvenfahrt angenommen.

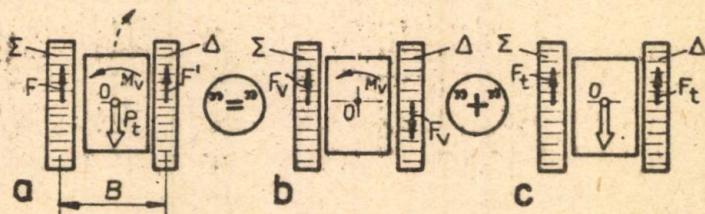


Bild 1

JULA, A., DIACONESCU, D.

MODELUL TEORETIC AL VIRĂRII TRACTOARELOR PE ȘENILE

Rezumat

În lucrare se prezintă un model teoretic al virării tractoarelor pe șenile, cu ajutorul căruia se analizează distribuția puterii pe șenilele tractorului în procesul virării.

Pentru un mecanism planetar de direcție, pe baza modelului elaborat, se analizează circulația de putere prin șenila avansată, pentru fiecare situație distinctă de funcționare.

DAS THEORETISCHE MODELL DER KURVENFAHRT VON RAUPENSCHLEPPERN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein theoretisches Modell der Kurvenfahrt von Raupenschleppern dargestellt, mit dessen Hilfe die Leistungsverteilung auf die Raupen des Schleppers bei Kurvenfahrt analysiert wird.

Für ein Umlaufenkgetriebe wird auf Grund des aufgestellten Modells der Leistungsfluss durch die vorgerückte Raupe für jede unterschiedliche Funktionssituation analysiert.

SCHWERPUNKTE DER RATIONALISIERUNG DES KONSTRUKTIONSPROZESSES DURCH GDV

Dipl.Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Braşov.

1. Einleitung

Das Verlangen nach immer komplexeren und qualitativ verbesserten Erzeugnissen, deren Entwicklung mit erhöhtem Zeitaufwand verbunden ist, einerseits, und die Forderung nach immer kürzeren Entwicklungszeiten für neue Produkte, andererseits, machen eine Rationalisierung der Produktion - Konstruktion, Fertigungsvorbereitung und Fertigung - unumgänglich.

Dazu bietet der rasche technische Fortschritt nahezu aller Gebiete der industriellen Produktionstechnik ständig neue Möglichkeiten zur Rationalisierung des Produktionsprozesses.

2. Gegenwärtige Tendenzen im Konstruktionsprozess

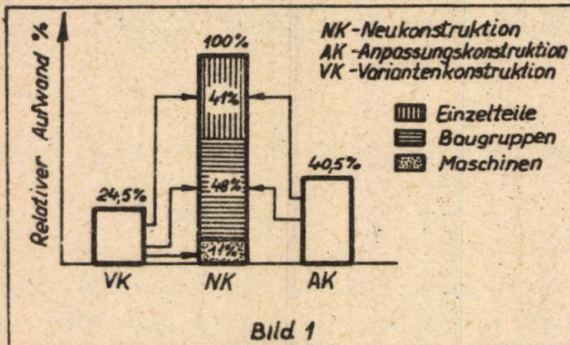
In Gegenwart lassen sich im Konstruktionsprozess folgende Tendenzen erkennen:

- Entwicklung von langfristig absetzbaren und weltmarktfähigen Erzeugnissen,
- wachsende Technologiefreundlichkeit der Erzeugnisse,
- hohe Anpassungsfähigkeit der Erzeugnisse,
- sinkender technologischer Aufwand,
- materialsparende Bauweisen,
- teilarne Funktionsprinzipien,
- Wiederverwendung in hohem Masse von bewährten Funktionsprinzipien, Baugruppen und Einzelteilen.

Bei der Rationalisierung der Konstruktion muss danach getrachtet werden, dass diesen Tendenzen weitgehend entgegengekommen wird.

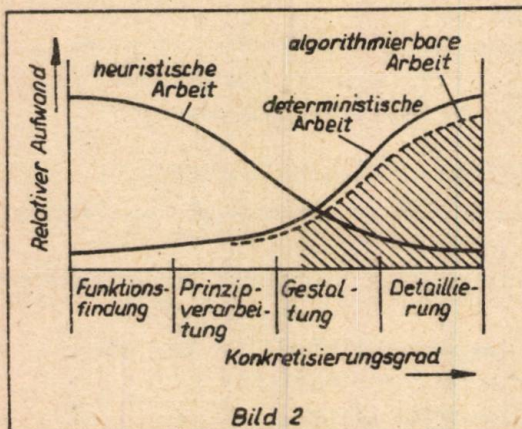
3. Konstruktive Aufwände und Aufbau des Konstruktionsprozesses im Hinblick auf die Rationalisierung mittels GDV

Für die verschiedenen Konstruktionsarten ist die Höhe der Aufwände aus Bild 1 nach [1] ersichtlich. Bei Neukonstruktionen sind



die Aufwände wesentlich höher als bei Anpass- und Variantenkonstruktionen, da bei den letzten auf von Neukonstruktionen schon existierende Baugruppen und Einzelteile zurückgegriffen werden kann.

Die Tätigkeiten im Rahmen des Konstruktionsprozesses sind heuristisch (schöpferische Arbeiten) oder deterministisch (Routinearbeiten).

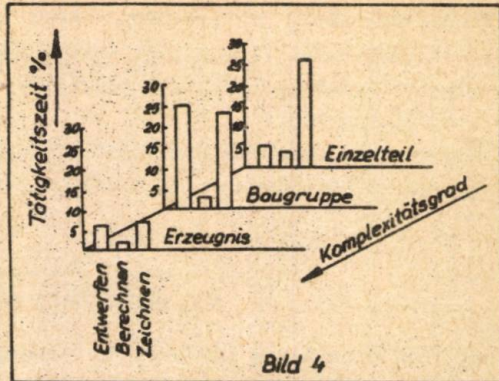
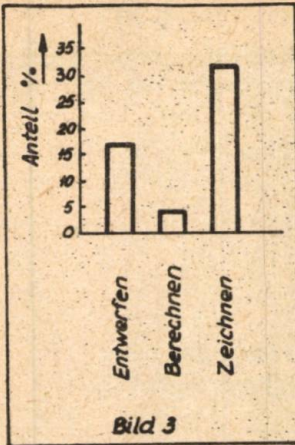


Für die verschiedenen Phasen des Konstruktionsprozesses sind die Anteile an heuristischer und deterministischer Arbeit unterschiedlich. Bild 2 zeigt diese Variation in Anlehnung an [2].

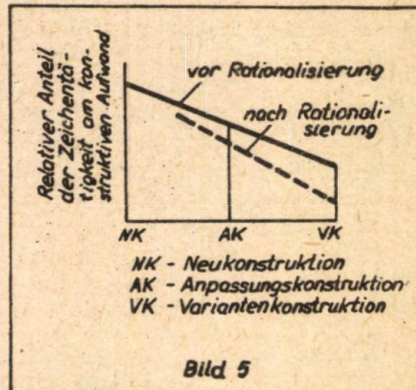
Da der deterministische Teil im allgemeinen algorithmierbar ist, sollte vornehmlich die Rationalisierung der

dem in Diagramm Bild 2 schraffierten Bereich entsprechenden Tätigkeiten durchgeführt werden.

In Bild 3 [2] werden die relativen Aufwände einiger Konstrukteurarbeiten gezeigt, während in Bild 4 [1] dieselben Aufwände auf Einzelteile, Baugruppen und Erzeugnisse verteilt dargestellt werden. Zu bemerken ist, dass die Aufwände für die Konstrukteurtätigkeit Zeichnen besonders der Einzelteile und Baugruppen sehr hoch sind.



Das Diagramm Bild 5 [3] zeigt den relativen Anteil der Zeichentätigkeit am konstruktiven Aufwand in Abhängigkeit von der Konstruktionsart und den Einfluss der Rationalisierung. Die grösste Herabsetzung des Zeichenaufwandes wird im Falle der Variantenkonstruktion erzielt.



4. Schwerpunkte der Rationalisierung des Konstruktionsprozesses mittels GDV

Aus den vorseitigen Erkenntnissen lassen sich zwei Hauptschwerpunkte der Rationalisierung des Konstruktionsprozesses mit Hilfe der graphischen Datenverarbeitung hervorheben:

a. Rechnergestützte Zeichnungserstellung für Einzelteile und Baugruppen in Variantenkonstruktion mittels integrierter, zeichnungsorientierter Programmsysteme, die vom Konstrukteur leicht zu handhaben sind, ohne dass von diesem besondere programmtechnische Kenntnisse verlangt werden. Dadurch wird der Konstrukteur von zeitraubenden Routinearbeiten entlastet und kann in der ersparten Zeit schöpferische Arbeit leisten.

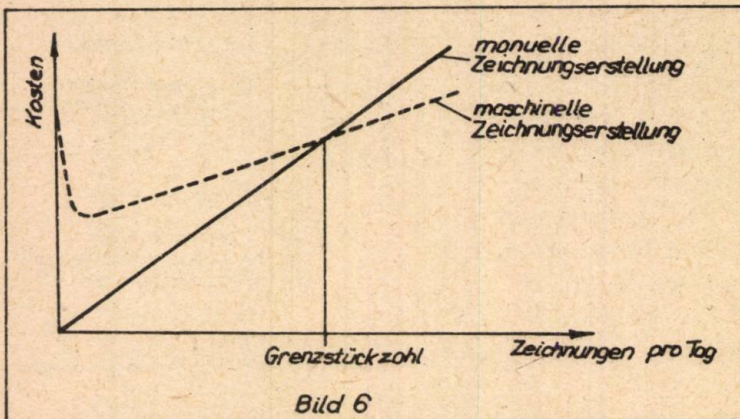
Diese Rationalisierungsart wird wirkvoll bei genügend häufi-

ger Wiederverwendung der Programmsysteme angewandt. Bild 6 [5] zeigt qualitativ den Verlauf der Kosten für manuelle und maschinelle Zeichnungserstellung in Abhängigkeit von der Anzahl der erstellten Zeichnungen.

Die Anzahl der notwendigen Anwendungsfälle im Jahr N_a um eine vorgegebene Effektivität einzuhalten errechnet sich nach [4] mit:

$$N_a = \frac{A_e}{R_N(\Delta SK_F + \Delta G_F)},$$

worin A_e den einmaligen Aufwand, R_N die Rückflussdauer, ΔSK_F die Selbstkosteneinsparung pro Anwendungsfall und ΔG_F den zusätzlichen Gewinn je Anwendungsfall darstellen.



b. Rechnerunterstützung bei Synthese- und Analysearbeiten komplexerer Funktionssysteme, besonders in den Konstruktionsphasen niedrigen Konkretisierungsgrades. Dafür werden intensiv dialogfähige, objektorientierte Programmsysteme benötigt, für deren Handhabung der Konstrukteur im allgemeinen auch programmtechnische Kenntnisse besitzen muss.

Diese Rationalisierungsart wird vorwiegend dort eingesetzt, wo die räumliche Vorstellungsfähigkeit des Konstrukteurs nicht ausreicht, oder wo eine manuelle graphische Lösungsfindung zu aufwendig ist.

In diesem Fall ist es schwieriger, die Effektivität der Rationalisierung rechnerisch genügend genau zu erfassen.

5. Schlussfolgerung

Aus den im vorliegenden Bericht gemachten Erwägungen lässt sich der Schluss ziehen, dass es zwei Wege gibt, auf denen dem Konstrukteur durch GDV-Einsatz am effektivsten aus seinem Zeitmangel geholfen werden kann. Zum einen, kann durch automatische Zeichnungserstellung der Konstrukteur von graphischen Routinearbeiten entlastet werden, während, zum anderen, der Konstrukteur in der Lösung von komplexen graphischen Problemen unterstützt werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] PASSLER, E. u. ECKHARDT, W. Entwicklungstendenzen und Erfahrungen bei der Rationalisierung der Arbeit des Konstruktionsingenieurs. In: Maschinenbautechnik, nr.10, 1979, S. 448-454.
- [2] AURICH, H. FRANZ, L. u. SCHÖNEFELD, S. Rechnerunterstütztes Konstruieren im Maschinenbau - Gegenwärtiger Stand und Perspektive. Grundlagen, Geräte und Überblick. In: Maschinenbautechnik, nr. 4, 1980, S. 158-161, 164.
- [3] SCHÜTZE, B., VOGEL, W. u. WAURICK, S. Reduzieren der Zeichentätigkeit durch 2D-Modellprojektierung. In: Maschinenbautechnik, nr. 10, 1980, S. 449-451.
- [4] VIEHWEGER, G.: Grundsätze der ökonomischen Bewertung automatischer Projektierungsprozesse. In: 27. Internationales wissenschaftliches Kolloquium 25 Okt. 1982, nr. 7, S. 31-33.
- [5] DEDERICH, M. u. DÖRNER, G. Wirtschaftlich planen, konstruieren, fertigen. Moderne Methoden der Produktionstechnik. In: Werkstattstechnik - Zeitschrift für industrielle Fertigung, 61, 1971, nr. 9, S. 569-576.

IACOB, V.

CENTRE DE GREUTATE ALE RATIONALIZARII PROCESULUI DE
PROIECTARE PRIN PGD

Rezumat

În prezenta lucrare se face o analiză a procesului de proiectare din punct de vedere al ponderii activităților grafice și se stabilesc căile pe care se poate introduce o raționalizare eficientă a acestor activități utilizând prelucrarea grafică a datelor la actualul nivel de dezvoltare.

SCHWERPUNKTE DER RATIONALISIERUNG DES KONSTRUKTIONS-
PROZESSES DURCH GDV

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird eine Analyse des Konstruktionsprozesses hinsichtlich der Anteile der graphischen Tätigkeiten vorgenommen und die Wege, auf denen eine Rationalisierung dieser Tätigkeiten unter Anwendung der graphischen Datenverarbeitung beim heutigen technischen Entwicklungsstand wirkvoll durchgeführt werden kann, festgesetzt.

RECHNERGESTÜTZTE BESTIMMUNG DER GEOMETRIE WELLENGEKREUZTER RIEMENTRIEBE

Dipl.Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Brasov.

1. Einleitung

Die halbgekreuzten Riementriebe, deren Geometrie durch Näherungsgleichungen berechnet werden kann, ausnehmend, wird die Geometrie der wellengekreuzten Riementriebe allgemein durch Abmessen eines biegsamen Bandes, das auf ein nachgeahmtes Riemenscheibensystem aufgewickelt wurde, bestimmt [2]. Dieses Verfahren ist im Projektierungsstadium meistens sehr aufwendig.

2. Prinzip der rechnergestützten Berechnung

Für die Berechnung der geometrischen Elemente: Riemenlänge und Umschlingungswinkel, wurde der stufenweise abgewickelte Projektionsriss aus Bild 1 mit Hilfe der Beziehungen aus Tafel 1 rechnerintern generiert. Die Abwicklung wurde nach dem Kriterium der vertikalen Lage der Ebenen von je zwei Rädern, die einem Trum entsprechen, durchgeführt.

Der Berechnung der Länge eines Trums liegt die Tatsache zugrunde, dass die Projektionen eines Trums auf die Radebenen tangent an die betreffenden Radkreise sind. Die Ausfindung der Tangentenpunkte wird aus einem beliebigen Punkt ausgehend durch sukzessive Annäherung nach Bild 2 vom Rechner ausgeführt.

3. Formelwerk

In Tafel 1 sind die Berechnungsgleichungen der geometrischen Elemente der wellengekreuzten Riementriebe angegeben. Die verwendeten Bezeichnungen haben folgende Bedeutungen:

- $A_{1i} \dots O_{1i}$ - Abszissen der in Bild 2 eingezeichneten Punkte im Koordinatensystem $X_i Y_i Z_i$;
- $A_{2i} \dots O_{2i}$ - Ordinaten der in Bild 2 eingezeichneten Punkte im Koordinatensystem $X_i Y_i Z_i$;
- R_{1i}, R_{2i} - Halbmesser der dem Trum i zukommenden Räder;
- k_{Bi}, k_{Gi} - Kreuzungsfaktoren;
- p_{Bi}, p_{Gi} - Positionsfaktoren;

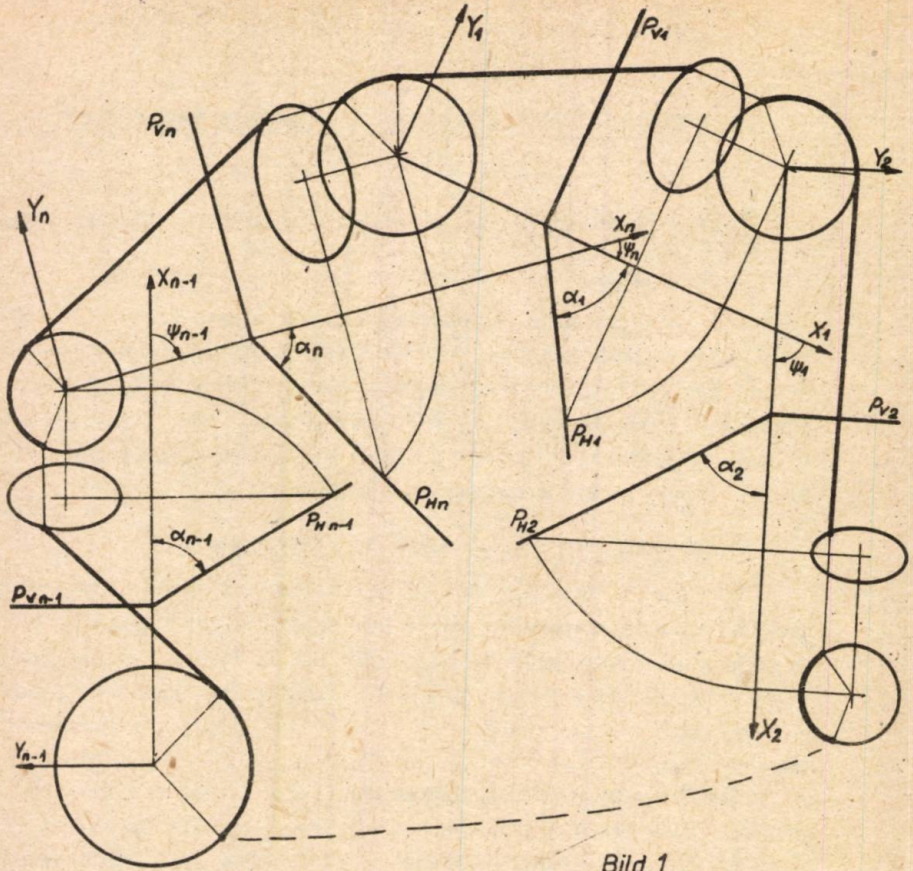


Bild 1

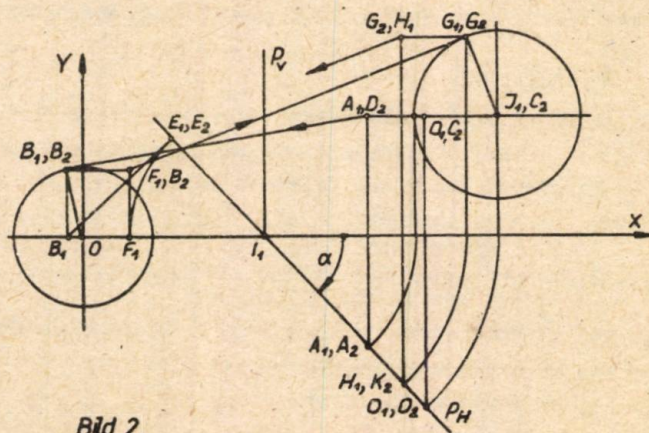


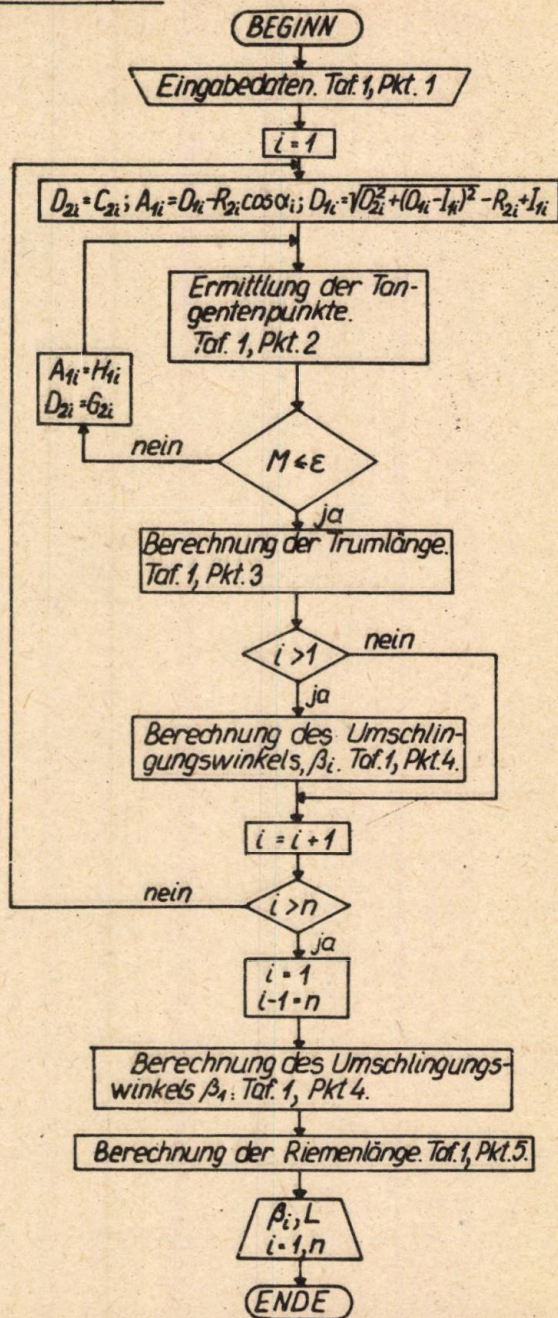
Bild 2

- α_i - Winkel zwischen den Radebenen $i-1$ und i ;
 β_i - Umschlingungswinkel am Rad i ;
 ψ_i - Winkel zwischen den Koordinatensystemen i und $i+1$;
 ε_i - zulässige Lageabweichung der Tangentenpunkte.

Tafel 1.

Lfd. Nr.	Berechnungselemente	Berechnungsgleichungen	Bemerkungen
1.	Eingabedaten	$D_{1i}; D_{2i}; C_{2i}; R_{1i}; R_{2i}; k_{Bi}; k_{Gi}; p_{Bi}; p_{Gi}; \alpha_i; \psi_i; \varepsilon_i; i=1, n$	
2.	Tangentenpunkte	$B_{1i} = p_{Bi} \cdot R_{1i} \cdot \cos(\arctg \frac{D_{2i}}{A_{1i}} + k_{Bi} \arccos \frac{R_{1i}}{\sqrt{A_{1i}^2 + D_{2i}^2}});$ $B_{2i} = p_{Bi} \cdot R_{1i} \cdot \sin(\arctg \frac{D_{2i}}{A_{1i}} + k_{Bi} \arccos \frac{R_{1i}}{\sqrt{A_{1i}^2 + D_{2i}^2}});$ $I_{1i} = D_{1i} - \frac{D_{2i}}{\tg \alpha_i}; \quad J_{1i} = I_{1i} + \frac{D_{2i}}{\sin \alpha_i}; \quad F_{1i} = I_{1i} - (I_{1i} - B_{1i}) \cos \alpha_i;$ $G_{1i} = J_{1i} - p_{Gi} \cdot R_{2i} \cos(\arccos \frac{R_{2i}}{\sqrt{(J_{1i} - F_{1i})^2 + (C_{2i} - B_{2i})^2}} - k_{Gi} \arctg \frac{C_{2i} - B_{2i}}{J_{1i} - F_{1i}});$ $G_{2i} = C_{2i} - p_{Gi} \cdot R_{2i} \sin(\arccos \frac{R_{2i}}{\sqrt{(J_{1i} - F_{1i})^2 + (C_{2i} - B_{2i})^2}} - k_{Gi} \arctg \frac{C_{2i} - B_{2i}}{J_{1i} - F_{1i}});$ $M_i = \sqrt{(G_{1i} - D_{1i})^2 + (G_{2i} - D_{2i})^2}$	$k_B = 1$, für ungekreuzten Trum (rechtstangent); $k_B = -1$, für gekreuzten Trum (linkstangent); $p_B = 1$, für $A_1 > 0$ $p_B = -1$, für $A_1 < 0$ $k_G = 1$, für ungekreuzten Trum (linkstangent); $k_G = -1$, für gekreuzten Trum (rechtstangent); $p_G = 1$, für $F_1 < J_1$ $p_G = -1$, für $F_1 > J_1$
3.	Trumlänge	$H_{1i} = (G_{1i} - I_{1i}) \cos \alpha_i + I_{1i}; \quad K_{2i} = (I_{1i} - H_{1i}) \tg \alpha_i;$ $L_i = \sqrt{(H_{1i} - B_{1i})^2 + K_{2i}^2 + (G_{2i} - B_{2i})^2}$	
4.	Umschlingungswinkel	$\beta_i = \pi + \psi_{i-1} - (\arccos \frac{R_{2i-1}}{\sqrt{(J_{1i-1} - F_{1i-1})^2 + (C_{2i-1} - B_{2i-1})^2}} - k_{Gi-1} \arctg \frac{C_{2i-1} - B_{2i-1}}{J_{1i-1} - F_{1i-1}}) - (\arctg \frac{D_{2i}}{A_{1i}} + k_{Bi} \arccos \frac{R_{1i}}{\sqrt{A_{1i}^2 + D_{2i}^2}})$	
5.	Riemenlänge	$L = \sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n R_{1i} \beta_i$	

4. Programmablaufplan



5. Schlussfolgerungen

Mit Hilfe des dargestellten konstrukturfreundlichen Berechnungsverfahrens können die geometrischen Elemente der wellengekreuzten Riementriebe rechnerisch bestimmt werden. Das Verfahren kann für Kraft- und Bewegungstriebe jedes beliebigen räumlichen Umrisses verwendet werden.

Schrifttum

- [1] VELICU, D.; BRANA, M.; MITOC, M.; BRATILA, I.; DOGARIU, M. und GAGEONEA, L. Geometrie descriptivă și desen industrial. Brașov, Universitatea, 1978.
- [2] HOROVITZ, B.; MINOIU, I.; GHEORGHIU, N.; FEIMER, I. und IONESCU, N. Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri. București, Editura tehnică, 1971.

IACOB, V.

DETERMINAREA PE CALCULATOR A ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE
TRANSMISIILOR PRIN CURELE CU AXE INCRUCISATE

Rezumat

Pe baza unei epure desfășurate în trepte s-au stabilit relațiile de calcul și organigrama logică pentru determinarea pe calculatorul electronic a elementelor geometrice ale transmisiilor prin curele cu axe încrucișate de orice configurație spațială.

RECHNERGESTÜTZTE BESTIMMUNG DER GEOMETRIE WELLENGEKREUZTER
RIEMENTRIEBE

Zusammenfassung

Von einem stufenweise abgewickelten Projektionsriss ausgehend wurden die Berechnungsgleichungen und der Programmablaufplan für die rechnergestützte Bestimmung der geometrischen Elemente wellengekreuzter Riementriebe beliebiger räumlicher Konfiguration aufgestellt.

UN CRITERIUM GÉNÉRAL POUR LA LIMITATION DU NOMBRE DE DISQUES DES COUPLAGES À FRICTION MULTIDISQUE COUPLÉS SOUS CHARGE

Ing. ACHIRILOAIE IOAN - lecteur à l'Université de Bragov.

Comme nous l'avons déjà montré [1], la capacité de moment des couplages à friction, couplés sous charge, augmente avec le nombre des disques dont ils sont constitués, cette augmentation n'étant pas linéaire, à cause de l'existence de la friction entre les flancs des cannelures des disques et ceux des semi-couplages. La relation entre le moment capable et le nombre des disques conduits c'est

$$M_{\text{totn}} = \mu F_c A \frac{1+D}{1+B} \frac{(DE)^n - 1}{DE - 1} \quad (1)$$

Dans la fig. 1 il est présenté la variation entre le moment capable avec le nombre des disques conduits, pour le cas dans lequel on néglige la friction dans les cannelures (la courbe 1) et aussi dans le cas où on prend en considération tous les paramètres d'influence, conformément à la relation (1) (la courbe 2 pour certains valeurs des paramètres [2]).

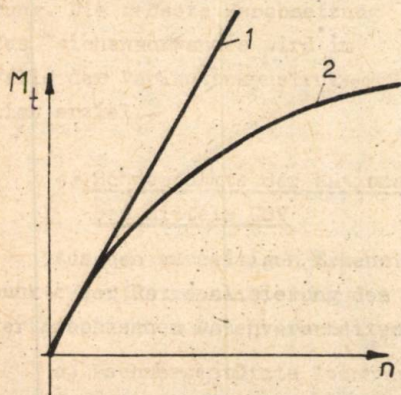


Fig. 1

Etant donné la configuration des courbes 2, on observe qu'il est difficile de décider le nombre maximum des disques auquel le projeteur du couplage doit se limiter, n'ayant à la disposition que la relation (1). Pour la solution du problème, il faut prendre en considération d'autres facteurs aussi, qui ont une influence négative en ce qui concerne l'utilité de l'augmentation du nombre des disques.

Par exemple, si on a en vue le prix d'un couplage, respectivement la hausse du prix en fonction du nombre de disques conduits*,

* Paires de disques, car l'adjonction d'un disque conduit implique aussi l'addition d'un disques qui conduit.

celui-là varie conformément à une loi de la forme^{*)}

$$C = C_0 + C_1 \cdot n, \quad (2)$$

où C - le prix total du couplage;

C_0 - le prix du tous les éléments du couplage, sauf les disques;

C_1 - le prix d'une paire de disques.

Pour pouvoir comparer les différentes situations on peut employer une relation adimensionnelle, obtenue par la division de la relation (2) à C_0 , de sorte que nous avons, pour le prix relatif $P_0 = C/C_0$ l'expression,

$$P_c = 1 + k_p n, \quad (3)$$

dans lequel k_p est un coefficient qui tient compte de l'augmentation relative du prix total, conséquence de l'adjonction d'une paire de disques (un qui conduit et un autre qui est conduit). Dans le cas de la relation (3) $k_p = C_1/C_0$, à une augmentation non-linéaire du prix total, le coefficient k_p peut avoir d'autres expressions.

Dans la figure 2 il est représenté l'évolution du prix total du couplage, avec le nombre des disques conduits. Le coefficient k_p est au fond la pente du droit qui représente la variation du prix total du couplage.

Nous allons remarquer que même en ce qui concerne la modifica-

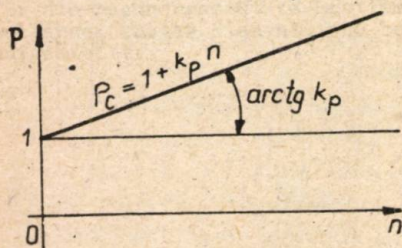


Fig. 2

tion du poids du couplage, de son volume, ainsi que de son moment d'inertie, le phénomène se passe de la même manière, en fonction du nombre des disques. Tous ces paramètres influencent négativement les caractéristiques de l'ensemble dans lequel le couplage est inclus et ils constitueront des restrictions desquelles on doit tenir

compte à la détermination du nombre maximum de disques admissible pour un couplage concret.

Du fait que pour chaque n les effets des variations de ces paramètres - représentés sur l'ordonnée adimensionnelle dans la fig. 3 - sont cumulées, pour la restriction totale (la somme de toutes les restrictions) on peut écrire l'expression

$$k_x = k_p + k_g + k_v + k_j, \quad (4)$$

^{*)} La relation simplifiée en quelque mesure le problème; la variation du prix peut s'écarter de celle linéaire, mais, en principe, le problème reste le même.

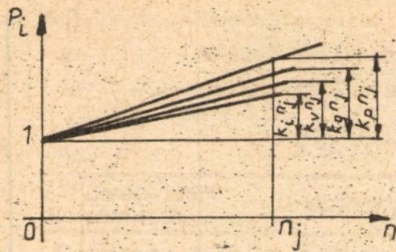


Fig. 3

couplage multidisque couplé sous charge, tenant compte de (1), nous allons exprimer cette variation adimensionnelle de la manière suivante:

$$\frac{M_{tot} n}{M_{t1}} = \frac{\mu F_c A \frac{1+B}{1+D} \frac{(DE)^n - 1}{DE - 1}}{\mu F_c A \frac{1+B}{1+D}} = \frac{(DE)^n - 1}{DE - 1}, \quad (5)$$

dans lequel M_{t1} représente le moment de torsion capable de la première paire de surfaces de friction (couplage à un disque conduit).

La courbe correspondante à la relation (5) et aux paramètres de la courbe 2 de la fig. 1, est représenté dans la fig. 4.

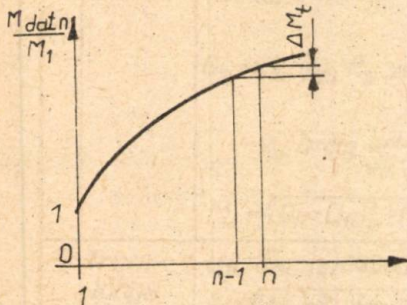


Fig. 4

du point de vue des paramètres mentionnés) peut être déterminé de l'égalisation des pentes des deux droites données par les relations (4) et (6), c'est-à-dire:

$$(DE)^{n_{cr}} = k_{\Sigma}, \quad (7)$$

d'où on peut déduire la valeur du nombre critique des disques:

$$n_{cr} = \frac{\log k_{\Sigma}}{\log (DE)}. \quad (8)$$

La condition mentionnée est illustrée dans la fig. 5: la si-

* Dans le cas des constructions concrètes, peuvent apparaître aussi d'autres paramètres restrictifs qui pourront être traités de même manière.

où k_g représente le coefficient qui tient compte de la variation du poids fonction du nombre des disques conduits;

k_v - le coefficient qui correspond au volume;

k_j - le coefficient pour la variation du moment de l'inertie^{*}).

Pour une corrélation directe des restrictions mentionnées, avec la variation de la capacité de moment du

On remarque que la pente de la tangente dans un point d'abscisse n à cette courbe, a l'expression

$$\frac{\Delta M}{\Delta n} = \frac{(DE)^{n+1} - 1 - (DE)^n + 1}{DE - 1} = (DE)^n, \quad (6)$$

où $\Delta n = 1$.

Tenant compte de ce que nous avons montré, le nombre critique de disques (ou-delà duquel l'adjonction des disques devient "non-rentable"

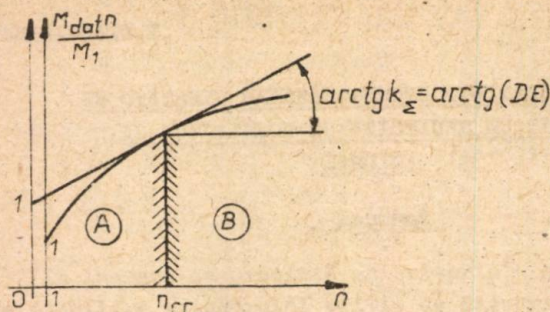


Fig. 5

ramètres restrictifs; pour $n > n_{cr}$ (la zone "B") l'apport de capacité de moment, dû à chaque disque conduit ajouté, est plus petit que l'augmentation de paramètres restrictifs, ce qui fait l'augmentation du nombre des disques de l'ensemble "non-rentable".

Il est évident, au cas où il apparaît des paramètres restrictifs supplémentaires, que ceux-là seront pris en considération d'une manière semblable.

Du fait de l'absence des autres critères qui limitent le nombre maximum de disques (conduits) de l'ensemble qui forme le couplage, dans le cas générale, la méthode présentée dans cet ouvrage met en évidence une des manières dont le problème peut être abordé.

Notations utilisées

μ, μ_i, μ_e - le coefficient de friction dynamique des surfaces actives, le coefficient de friction dans les cannelures intérieures, respectivement extérieures des disques;

n - le nombre de disques conduits du couplage;

r_e, r_i, r_o, R - le rayon extérieur de la surface de friction, le rayon moyen des cannelures intérieures, respectivement extérieures; le rapport entre le rayon intérieur et extérieur des surfaces de friction;

F_o - la force d'accouplement sur le premier disque (le disque de pression);

x_p, x_v - facteurs qui tiennent compte de la variation du coefficient de friction avec la pression, respectivement avec la vitesse;

$$A = \frac{r_e}{2 + x_p - x_v} \frac{R^{-x_p} - R^{2-x_v}}{1 - R},$$

tuation qui se trouve à gauche de la valeur n_{cr} (la zone "A") présente celle dans laquelle l'adjonction de chaque disque (il s'agit effectivement d'une paire de disques, l'un qui conduit et l'autre qui est conduit) est avantageuse, car l'augmentation du moment capable est plus grande que l'augmentation cumulée des pa-

$$B = \mu \mu_i \frac{A}{R_i};$$

$$C = \mu \mu_e \frac{A}{R_e};$$

$$D = \frac{1-C}{1+C};$$

$$E = \frac{1-B}{1+B}.$$

BIBLIOGRAFIE

- [1] Achiriloaie, I., Mogan, Gh., Capacitatea de transmitere a momentului de torsiune la cuplajele cu fricțiune multidisc cuplate sub sarcină. In: Lucrările simpozionului Proiectarea asistată de calculator "PRASIC '82". Universitatea din Brașov, noiembrie 1982, vol. II, p. 129-136.
- [2] Achiriloaie, I., Mogan, Gh., Analiza influenței unor parametri asupra capacității reale a cuplajelor cu fricțiune multidisc cuplate sub sarcină. In: Lucrările simpozionului Proiectarea asistată de calculator "PRASIC '82". Universitatea din Brașov, noiembrie 1982, vol. II, p. 137-146.

ACHIRILOAIE, I.

UN CRITERIU GENERAL PENTRU LIMITAREA NUMARULUI DE DISCURI
AL CUPLAJELOR CU FRICTIUNE MULTIDISC CUPLATE SUB

SARCINA

Rezumat

In lucrare se prezintă un criteriu - cu caracter general - de stabilire a numărului critic de discuri pentru un cuplaj cu fricțiune multidisc cuplat sub sarcină, număr peste care mărirea pachetului de discuri nu mai este avantajoasă, ținând cont de anumiți parametri ce caracterizează cuplajul.

UN CRITERIUM GÉNÉRAL POUR LA LIMITATION DU NOMBRE
DE DISQUES DES COUPLAGES À FRICTION MULTIDISQUE COUPLÉS
SOUS CHARGE

- Résumé -

Dans l'ouvrage il est présenté un critérium - avec un caractère général - de détermination du nombre critique de disques pour un couplage à friction multidisque couplé sous charge, nombre au - delà duquel l'augmentation de l'ensemble de disques n'est plus avantageuse, tenant compte de certains paramètres qui caractérisent le couplage.

EMPLOI DES POMPES THERMIQUES SUR DES INSTALLATIONS À ÉCHANGE VARIABLE DE MASSE

Dr.ing. V.Sova, professeur, Université de Braşov;

Dr.ing. M.Sova, maître assistant, Université de Braşov.

Parmi les nombreuses recherches sur la cinétique du processus convectif de séchage des matériels déposés dans des espaces de séchage, il convient de remarquer, entre les limites des régimes constants de séchage, l'invariance dans le temps de l'échange de masse jusqu'à une certaine valeur critique de l'humidité $\bar{U}_k$ et la réduction graduelle de cet échange, dans le domaine des humidités $\bar{U} < \bar{U}_k$, jusqu'à zéro, lorsque l'humidité du matériel devient égale à l'humidité d'équilibre $\bar{U}_e$. Dans la figure 1, est présentée la forme des courbes de la vitesse de séchage $d\bar{U}/d\tau$ des différentes structures de matériels en fonction

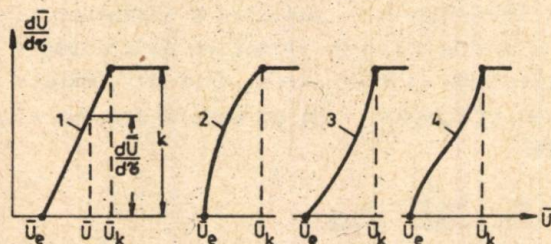


Fig.1.

de l'humidité du matériel [3]. La modification de l'intensité de l'échange de masse durant la période des vitesses décroissantes de séchage, entraîne aussi la modification des paramètres de l'agent de séchage à la sortie de l'espace de séchage. L'ouvrage présente une étude des cycles thermodynamiques des installations de séchage à échange variable de masse équipées d'une pompe thermique.

Dans la figure 2 on peut voir le schéma d'une installation de séchage, du type chambre à recirculation partielle de l'air employé,

équipées d'une pompe. Le matériel sujet au séchage forme avec l'équipement auxiliaire de service et de construction du contour de l'espace de séchage un système thermodynamique qui effectue avec le milieu extérieur, par la surface de contour, un échange

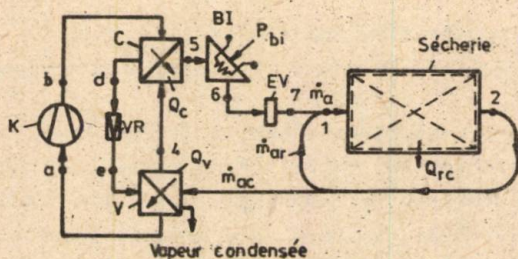


Fig.2.

de chaleur et de masse. Aux termes de la loi de la conservation et de la transformation de l'énergie, appliquée à ce système, conformément à laquelle la modification de l'énergie du système au passage d'un état dans un autre état doit être compensée par un échange équivalent d'énergie effectué avec l'extérieur, et dans l'hypothèse où l'on négligerait la variation de l'énergie cinétique de l'air à l'entrée et à la sortie dans du l'espace de séchage et considérant le système dans un état thermique statique, on obtient:

$$i_2 = i_1 + \frac{m_o c_u t \frac{dU}{dG} + \dot{Q}_{rc}}{\dot{m}_{a1}} \quad (1)$$

La loi de la conservation de la masse appliquée au même système donne :

$$x_2 = x_1 + \frac{m_o}{\dot{m}_{a1}} \cdot \frac{dU}{dG} \quad (2)$$

où i_1 , x_1 et i_2 , x_2 représentent l'enthalpie et le taux d'humidité du gaz à l'entrée et respectivement à la sortie de l'espace de séchage, m_o - la masse du matériel sujet au séchage à l'état anhydre, c_u et t - la chaleur massique de l'humidité que contient le matériel et respectivement sa température, $\dot{m}_{a1}$ - le débit massique de gaz à l'état anhydre véhiculé dans l'espace de séchage, $\dot{Q}_{rc}$ - le flux de chaleur transmis au milieu extérieur par la surface de

$$x_7 = (1+n) x_1 - n \left(x_1 + \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{a1}} \frac{d\bar{U}}{d\zeta} \right). \quad (4)$$

Pour i_1 , x_1 et pour le rapport de mélange $n = \dot{m}_{ar}/\dot{m}_{ac}$ - constantes des (3) et (4) il résulte qu'en même temps que diminuera $d\bar{U}/d\zeta$ (fig.1), les paramètres d'état i_7 et x_7 se déplaceront vers des valeurs croissantes. La modification de l'état du gaz à la sortie du matériel (à l'état 2' par exemple) et de celui conditionné (7') déterminera la modification de l'état du gaz à sa sortie du vaporisateur (4'), respectivement à la modification du cycle de séchage 12' 3' 4' 5' 6' 7'. De ce fait, la charge thermique du vaporisateur V respectivement du condensateur C, ainsi que celle de la batterie de chauffage BI seront modifiées selon les relations :

$$|\dot{Q}_V| = \dot{m}_{ac} (i_1 - i_a) + \frac{1}{n+1} (\dot{m}_0 c_u t \frac{d\bar{U}}{d\zeta} + \dot{Q}_{rc}), \quad (5)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{as} (i_1 - i_4) - \frac{n}{n+1} (\dot{m}_0 c_u t \frac{d\bar{U}}{d\zeta} + \dot{Q}_{rc}) + P_{bi} + P_{ev} \quad (6)$$

A partir des relations (5) et (6), regardant les figures 1 et 3, on observe en même temps qu'une réduction de l'humidité du matériel au-dessous de sa valeur critique ($U < U_k$), i_4 augmente, $d\bar{U}/d\zeta$ baisse et, par conséquent la charge thermique du vaporisateur de la pompe thermique $|\dot{Q}_V|$ diminue, alors que la charge thermique du condensateur, pour les mêmes valeurs de P_{bi} et de P_{ev} , sera influencée de façon différente par l'augmentation de l'enthalpie i_4 (-) et par la réduction de la vitesse de séchage $d\bar{U}/d\zeta$ (+).

La modification de la charge thermique du vaporisateur et du condensateur de la pompe thermique amène la nécessité de la modification de leurs puissances thermiques, ainsi que celle de la puissance de la batterie de chauffage P_{bi} selon les relations de compatibilité suivantes:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_r (i_a - i_o), \quad (7)$$

$$|\dot{Q}_c| = \dot{m}_r (i_b - i_d), \quad (8)$$

$$|P_{bi}| = \dot{m}_{ac} (i_6 - i_5) = \dot{Q}_{56}. \quad (9)$$

La modification de la puissance thermique du vaporisateur par rapport à la charge thermique variable de celui-ci peut s'obtenir

à l'aide de la soupape de réglage VR. Pour $P_b = \text{constant}$ et après la réduction du rapport de laminage (p_b/p_a), la puissance thermique du vaporisateur se trouve réduite (pour le même débit d'agent frigorifique $\dot{m}_r = \text{constant}$) et coïncide ainsi avec la tendance de réduction de sa charge thermique.

La corrélation de la puissance thermique du condenseur, réduite par la réduction même du rapport de laminage, avec sa charge thermique variable, est obtenue par la rectification de la puissance de la batterie de chauffage.

Dans les conditions où la vitesse de séchage pendant l'échange variable de masse baisse linéairement avec l'humidité du matériel (courbe 1 de la fig.1) alors

$$\frac{dU}{dG} = K \frac{\bar{U} - \bar{U}_s}{\bar{U}_k - \bar{U}_s} \quad (10)$$

et les relations (5) et (6) deviennent

$$|Q_v| = \dot{m}_{ac} (i_1 - i_4) + \frac{1}{n+1} (\dot{m}_0 c_u t K \frac{\bar{U} - \bar{U}_s}{\bar{U}_k - \bar{U}_s} + \dot{Q}_{rc}), \quad (11)$$

$$Q_c = \dot{m}_{ac} (i_1 - i_4) - \frac{n}{n+1} (\dot{m}_0 c_u t K \frac{\bar{U} - \bar{U}_s}{\bar{U}_k - \bar{U}_s} + \dot{Q}_{rc}) + P_{bi} + P_{ev} \quad (12)$$

Les deux dernières relations permettent la détermination de la charge thermique du vaporisateur et du condenseur de la pompe thermique en fonction de la valeur de l'humidité du matériel à tout moment de la période du processus de séchage à échange variable de masse, et en fonction de celle-là, permettent l'établissement du réglage optimum de leur puissance thermique.

Bibliografie

- [1] SOVA V. și SOVA MARIA. Cercetări privind utilizarea pompelor termice în instalațiile de uscare. Buletinul Universității din Brașov, seria A, vol.XXI, 1979.
- [2] SOVA V. și SOVA MARIA. Aspecte termodinamice asupra ciclurilor instalațiilor de uscare a lemnului, tip cameră, cu dezumidificarea aerului prin condensare. Buletinul de comunicări științifice din 7-8 XI.1980 "Creșterea productivității pădurilor și valorificarea superioară a resurselor forestiere". Brașov. 1982.
- [3] FILONENKO, G.K. și LEBEDEV P.D. Instalații de uscare: (Traducere din l.rusă). Editura energetică de stat, 1954.

SOVA V., SOVA M

APLICAREA POMPELOR TERMICE LA INSTALATII DE USCARE
CU SCHIMB DE MASA VARIABIL

Rezumat

Lucrarea prezintă un studiu asupra ciclurilor termodinamice ale instalațiilor de uscare cu schimb de masă variabil prevăzute cu pompă termică.

EMPLOI DES POMPES THERMIQUES SUR DES INSTALLATIONS
À ECHANGE VARIABLE DE MASSE

Résumé

L'ouvrage présente une étude des cycles thermodynamiques des installations de séchage à échange variable de masse équipées d'une pompe thermique.

CONTRIBUTIONS CONCERNANT L'ESTIMATION DE LA CONFORTABILITÉ
THERMIQUE DES AUTOBUS

Dr.ing.V.Hoffmann, professeur à l'Université de Braşov ;

Dr.ing.M.Mureşan, maître de conférences à l'Université de Braşov ;

Ing. N.Serbănoiu, maître assistant à l'Université de Braşov;

Ing. I.Boian, maître assistant à l'Université de Braşov.

Parmi les facteurs qui assurent les conditions du confort nécessaire aux voyageurs et au personnel desservant les autobus, la confortabilité thermique joue un rôle des plus importants. Elle doit maintenir à l'intérieur du véhicule la température, l'humidité et la composition chimique de l'air conformes aux exigences physiologiques de l'homme. La confortabilité thermique se réalise grâce à un ensemble d'éléments tels que le système de chauffage et de ventilation, l'étanchement et l'isolation thermique de la carrosserie. Vu la grande diversité de construction qui règne dans l'industrie des autobus, il est très difficile d'établir certains critères unitaires dans l'évolution de la confortabilité thermique et la même variété rend également délicate la tâche d'élaborer une formule largement utilisable à la mise en projet des systèmes de chauffage et ventilation. De ce fait, on traite de règle séparément les autobus du type urbain et interurbain.

Un paramètre important de la confortabilité thermique est la température à l'intérieur du salon à voyageurs (t_s). Elle est donnée par la relation

$$t_s = \frac{Q + Q_p - D \cdot c_p (t - t_o) e^{\frac{k \cdot S}{D \cdot c_p}}}{k} + t_o, \quad (1)$$

où :

Q et Q_p - représentent la chaleur introduite par le système de chauffage, respectivement dégagée par les voyageurs;

D et c_p - le débit et la chaleur spécifique de l'air introduit par le système de ventilation ;

t , t_o - la température de l'air à l'issue de l'aérotherme, respectivement du milieu environnant.

S - la surface de la carrosserie.

Le coefficient global de transmission de chaleur (K) qui intervient dans l'expression de la température t_g peut être donné par la relation

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a\Delta T^{0,25}} + \frac{1}{bv^{0,8}}}, \quad (2)$$

où $\Delta T = t_s - t$;

v - la vitesse de roulement de l'autobus ;

a, b - constantes qui dépendent des dimensions et de la structure de la carrosserie ($a \approx 1,6$; $b \approx 4,5$).

Au cas où recourt également à la ventilation naturelle le débit total d'air sera

$$D' = \delta \cdot D = \frac{t_s - t_o}{t_s - t_o},$$

où δ - le coefficient d'efficacité de la ventilation naturelle ;

t_s' - la température à l'intérieur du salon à voyageurs, dans les conditions du recours à la ventilation naturelle.

Les essais effectués ont situé les valeurs de δ entre 1,23 ~ 1,79 pour l'autobus urbain et 1,08 ~ 2,49 au cas de l'autobus interurbain.

L'étanchement de la carrosserie joue un rôle important dans la réalisation et la maintien du microclimat à l'intérieur des autobus. Il peut être évalué par le rapport,

$$N = \frac{\dot{V}^2}{\Delta p}, \quad (4)$$

où

$\dot{V}$ - le débit volumétrique de l'air passé à travers les non - étanchéités ;

Δp - l'écart de pression entre l'espace compris à l'intérieur de l'autobus et le milieu environnant.

En guise d'illustration la figure 1 représente la variation dans le temps d'une dépression réalisée au moyen d'un ventilateur.

Après l'arrêt du ventilateur, la dépression s'annule graduellement grâce aux non - étanchéités. Elles sont proportionnelles à la valeur maximale de Δp ou à l'inclinaison de la droite qui rend, en coordonnées logarithmiques, la variation du débit en fonction de la différence de pression, (fig.2).

Les essais effectués sur des autobus ont fixé la valeur de

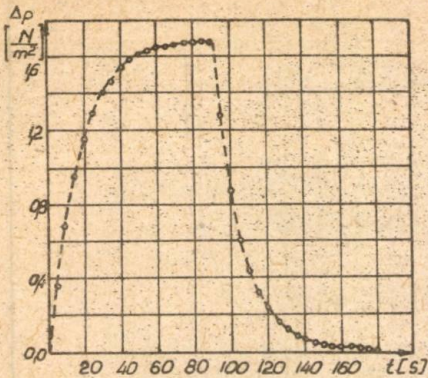


Fig.1.

de l'indice de non-étanchéité entre $N = (2,44 \sim 10,28) 10^5$.

Maintenir la température optimale dans tout l'espace occupé par les voyageurs, ainsi que garder la valeur de cette température indifférente par rapport à la vitesse de roulement de l'autovéhicule ou au régime de chargement du moteur, s'avèrent aussi des critères efficaces dans l'évaluation de la confortabilité thermique.

Les essais effectués sur des autobus, (fig.3), qui utilisent des aérothermes ayant en tant que source chaude l'eau du système de refroidissement du moteur ont mis en lumière les variations importantes de la température de l'air à l'intérieur de l'autobus, en fonction du nombre de tours du moteur (1500-2000 tours par minute) et de la vitesse de roulement de l'autobus.

La bibliographie ci-jointe mentionne des articles qui présentent d'une manière plus détaillée l'ensemble des méthodes ressortissant à l'équipement utilisé et les résultats des essais concernant l'estimation de la confortabilité thermique de autobus.

Bibliographie

- [1] HOFFMANN V., UNTARU M., SERBANOIU, N. Contribuții la studiul confortabilității termice a autobuzelor. Bul. Univ. Bv. A. II 1974.
- [2] HOFFMANN, V., UNTARU M., SERBANOIU, N. Probleme de ventilație la autobuze. Constr. de Mașini Nr. 11-12, 1974.

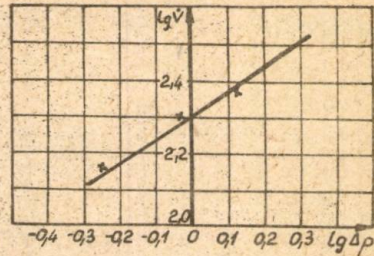


Fig.2

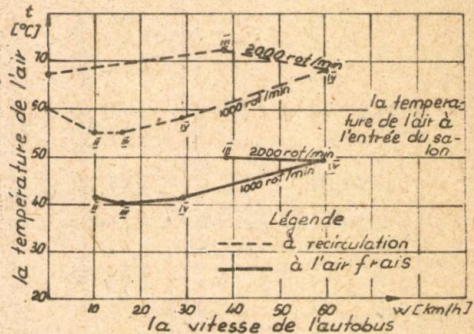


Fig.3.

HOFFMANN, V., MURESAN M., SERBANCIU N., BOIAN I.

CONTRIBUTII PRIVIND APRECIEREA CONFORTABILITATII
TERMICE A AUTOBUZELOR

Rezumat

In lucrare sînt prezentate rezultatele unor cercetări efectuate privind confortabilitatea termică a autobuzelor. Sînt prezentate criteriile privind aprecierea confortabilității în privința încălzirii, ventilării și etanșării autobuzelor de tip urban și interurban.

CONTRIBUTIONS CONCERNANT L'ESTIMATION DE LA
CONFORTABILITE THERMIQUE DES AUTOBUS

Résumé

L'ouvrage présente les résultats de certaines recherches sur la confort thermique des autobus. On y présente les critères de l'appréciation du confort concernant le chauffage, la ventilation et l'étanchéité des autobus de type urbain et interurbain.

AN ORIGINAL WING FLOW METER

Lec. O. Crăciun, University of Bragev ;
Prof. V. Benche D. Sc. (Eng.), University of Bragev.

An original speedo-flow meter has been conceived, developed and tested, based on a lift strain-gauge sensing device, substantiated by design-calibration relations.

The device features an aerohydrodynamic shape (a wing), being axially placed within a tube, free from any flow restriction, provided with a resistive electric strain-gauge sensing device, an elastic element complete with stuck resistive electric transducers as well as a distance electric reader [2] .

The device is a fluid - electric - mechanical sensor (transducer) whose primary element is the wing which is introduced axially into the fluid flow, having a momentary mean velocity V , inducing on the lifting surface $S = b \cdot t$ (b - breadth, t - depth) a buoyant force P , perpendicular to the flow direction, directly proportional to the square of the (flow) velocity [3], which is measured electrically by means of a strain-gauge sensing device and an electric measuring instrument (strain gauge 7, Fig.1).

Fig.1 shows a prototype of the device with the strain-gauge sensing instrument incorporated in the aerohydrodynamic structure. Tube 1 encloses the latter (wing) 2, firmly secured to a sliding support 5 (to ensure its concentric, axial positioning in bushing guide 6, attached to the tube), an elastically deformable element (steel lamina) 3 and stuck resistive electric transducers 4 being incorporated in the strain-gauge sensing device.

Fig. 2 shows another prototype, with the force-torque strain-gauge sensing device located outside the tube and therefore removed from the field of fluid flow (thus making the protection of the sensing device from the fluid, temperature compensation, a.s.o. unnecessary). In order to avoid the appearance of marginal vortices, from the lower side (+) to the upper side (-), reducing the buoyant force and creating a downstream vortex trail, the

wing may be provided with some side plates.

The device can be used in pneumatic ventilation and conveying plants as well as climatizers etc. in cases when standard flow measuring techniques [1], are inconvenient or incompatible (large - diameter tubes, flat - oval or rectangular section ducts, impure fluids (suspension particles), abrasives, noxious substances, condensable vapours etc., non-stationary, transitory flow regimes etc.).

The device is highly competitive with respect to standard devices - even in cases of clean fluids - due to the fact that it has a minimum aerohydrodynamic resistance, is unaffected by the shape of the flow area, does not impose maximum dimensional limits and restrictions as to the nature of the fluid and the maximum flow rate range, featuring an electric output signal which can be processed by adequate means, etc.

BIBLIOGRAPHY

- [1] GABRIEL, GH. Măsurarea debitelor de fluide. Editura Tehnică, București, 1978.
- [2] PETRICAN M., CURTU, I., SPERCHEZ, FL., MITISOR, AL., PARASCHIV, N. Aplicații ale tensometriei în industria lemnului. Editura tehnică, București, 1980.
- [3] TODICESCU, AL. Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice, EDP, București, 1974.

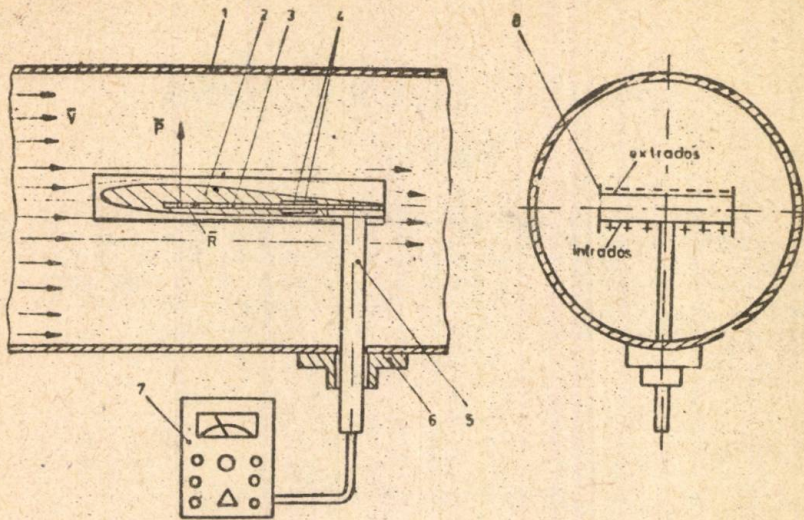


Fig. 1

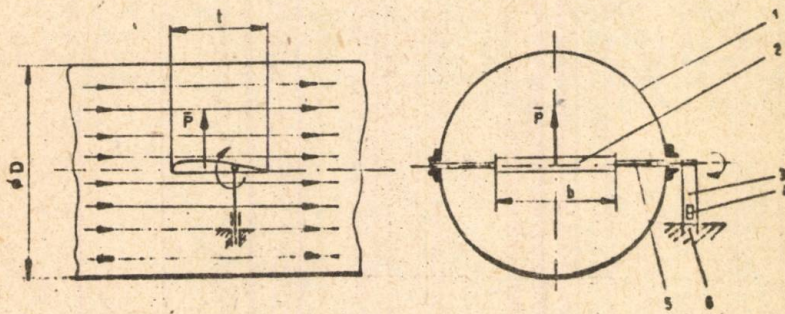


Fig. 2

CRACIUN, O., BENCHE, V.

UN DEBITMETRU ORIGINAL CU ARIPA PORTANTA

Rezumat

Se prezintă un aparat original pentru măsurarea vitezelor și debitelor de fluide, având la bază un profil aerohidrodinamic portant și un captor tensometric de portanță. Aparatul poate fi folosit în instalații de ventilare, climatizare, transport pneumatic, ș.a., în situațiile în care procedeele cunoscute de măsurare a debitelor sînt inoportune sau incompatibile.

AN ORIGINAL WING FLOW METER

Abstract

An original speedo-flow meter has been conceived, developed and tested, based on a lift strain-gauge sensing device, substantiated by design - calibration relations. The device can be used in pneumatic ventilation and conveying plants as well as climatizers etc. in cases when standard flow measuring techniques are inconvenient or incompatible.

TRADUCTEUR AUTO-DEPLASABLE POUR MESURER L'USURE

Ing. Dipl. D.M. Rosca, chef d'étude à l'Université de
Brasov;

Ing. Dipl. I. Pinkovici, chef d'étude à l'Université
de Brasov.

C'est bien connu que les traducteurs pour mesurer l'usure fonctionnelle des disques abrasifs, présentent l'inconvénient du défaut d'un contacts direct parmi ceux-ci et l'outil abrasif. [1].

Le principe de fonctionnement du traducteur auto-déplacable peut être regardé dans la figure no.1 (le schéma). L'air stabilisé

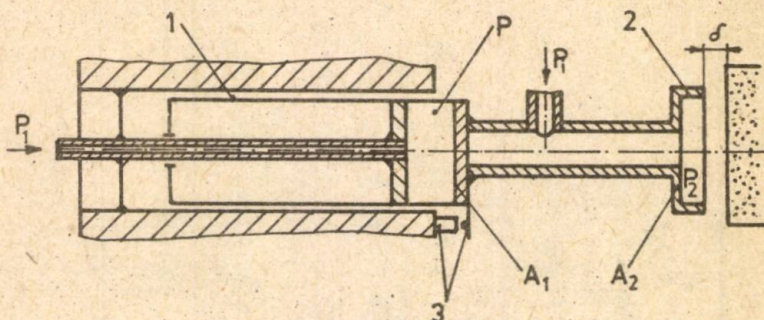


Fig.1

à la pression p_1 pénètre à l'intérieur du cylindre mobile 1, développant une force $F_1 = p_1 \cdot A_1$, (A_1 représentant la surface frontale du cylindre) qui entraîne un déplacement vers droite.

Mais, parce-que en même temps, l'air à la pression p_1 et provenant d'une source stabilisée est dirigé vers le disque abrasif, en résulte une force réactive F_2 créée dans la zone, de sens contraire à la force F_1 , qui conduit à repousser vers gauche l'entier sous-ensemble mobile, 1.

Dans ce mode il y aura un intervalle „ δ ” entre l'extrémité

2 de la prolongation du piston 1 et la surface active du disque abrasif qui mène à installer une pression p_2 qui assurera l'égalité des forces F_1 et F_2 :

$$F_1 = F_2 \quad \text{respectivement} \quad p_1 A_1 = p_1 A_2. \quad (1)$$

Admettant que la pression $p_1 =$ et aussi que $p_2 =$ et, l'équilibre mentionné sera affecté seulement par la modification de la valeur de la distance " δ ", respectivement par la diminution du diamètre du disque abrasif en conséquence de son usure. Dans ce cas le traducteur se réglera par lui même, en ce qui concerne la position de son élément mobil en ce rapportant à la surface active de la pierre à rectifier, ce qui permet, en le couplant avec un traducteur de déplacement 3, le mesurage de l'usure de la pierre à rectifier pendant son utilisation. Pour réaliser un frottement minimum entre le cylindre mobil 2 et le corps 5 (dans lequel est fixé, par l'entremise de quelques vis, le piston 1) à été introduite une douille à bille 3, figure 2. Dans ces conditions le coefficient de frottement se réduit de approx. 25 fois[2]

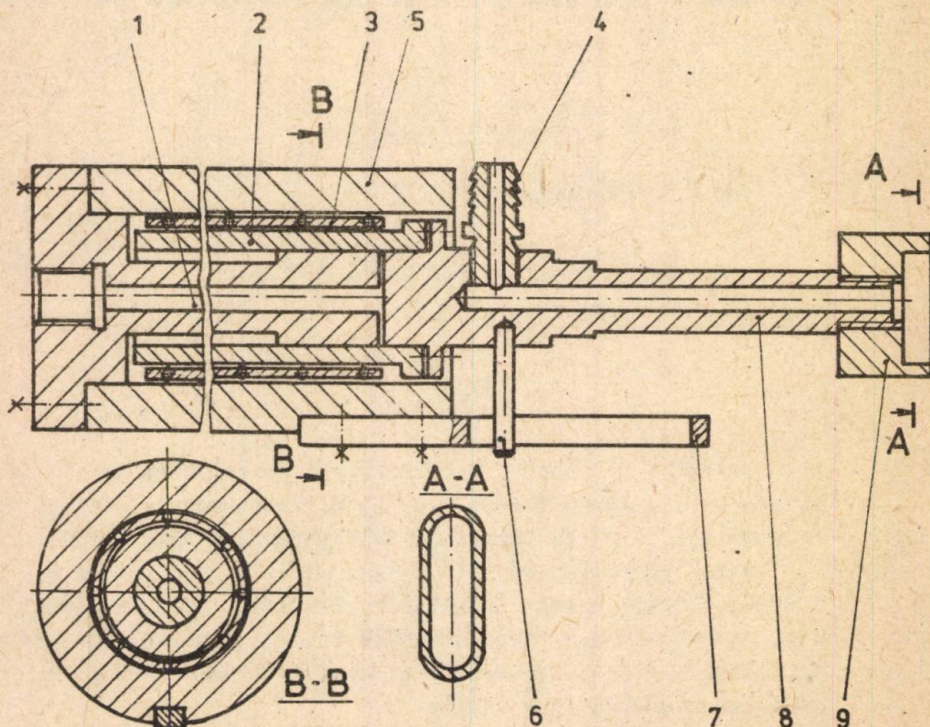


Fig. 2

parce-que pour les guidages de glissement - métal sur métal- $\mu = 0,05$ et pour les guidages à billes $\mu = 0,002$.

Dans le but de diminuer les erreurs de mesurage, le repère 9, figure 2, a été réalisé sous la forme d'un ajoutage aplatissé-voir la section A - A. En admettant que la distance $X = 3$ mm, fig. 3 et que la variation de la rayon du disque abrasif est $OO_1 = 50$ mm

($r_0 = 450$ mm; $r = 400$ mm) resulte:

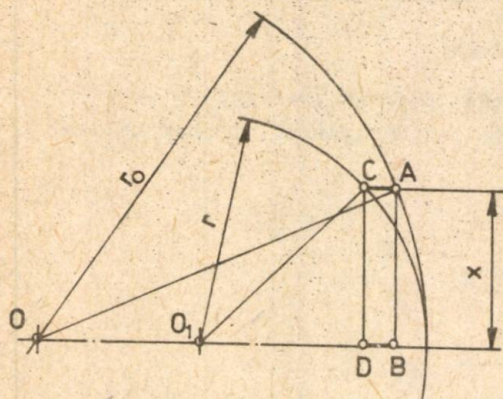


Fig. 3

$$\epsilon = \overline{AC} - \overline{BD} ; (2)$$

$$\overline{BD} = \overline{OB} - \overline{OO_1} - \overline{O_1D} ; (3)$$

$$\overline{OB} = \sqrt{r_0^2 - X^2} ; (4)$$

$$\overline{O_1D} = \sqrt{r^2 - X^2} ; (5)$$

$$\overline{OB} = \sqrt{450^2 - 3^2} = \sqrt{202491} = 449,98999 ; (6)$$

$$\overline{O_1D} = \sqrt{400^2 - 3^2} = \sqrt{159991} = 399,98874 ; (7)$$

$$\epsilon = \overline{BD} = 449,98999 - 50 - 399,98874 = 0,00125 \text{ mm} . (8)$$

Ayant en vue les caractéristiques constructives et fonctionnelles du traducteur qui est l'objet de la présente oeuvre, on peut conclure qu'il peut être utilisé dans les systèmes adaptives pour les machines à rectifier.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] ALBU, A. et les autres. Traducteur pour le mesurage de l'usure fonctionnelle du disque abrasif; Communication à la Session Scientifique de I.P.Cluj-Napoca octobre 1978.
- [2] DEMIAN, T., Elements constructives de mécanique fixe. Ed. didactique et pédagogique, Bucarest, 1979.

ROSCA, D.M., PIUKOVICI, I.

TRADUCTOR AUTODEPLASABIL PENTRU MASURAREA UZURII

Rezumat

Această lucrare prezintă principiul de funcționare și construcția unui traductor pneumatic autodeplasabil, pentru măsurarea uzurii discurilor abrazive.

TRADUCTEUR AUTO-DÉPLACEABLE AFIN DE MESURER L'USURE

Resumé

Cet ouvrage présente le principe de fonctionnement et la construction d'un traducteur pneumatique auto-déplaceable, afin de mesurer l'usure des disques abrasives.

AUTOMATIC COMPENSATING OF SYSTEM OF THE REACTIVE POWER

Dr. Eng. George Cruțu

1. General Notions

In the technological installations for metals by means of the electromagnetic induction, reactive power is changing rapidly any moment. Consequently it is necessary to realize an automatic control of the power factor to a prescribed value.

The use of some capacitors batteries, automatically connecting and disconnecting, in a sufficient number of steps is an efficient solution.

The input information in a such system is the phase lag between voltage and current, noted φ . Through a response of the supply net with feed-back can be controlled the compensation of the reactive power to a $\cos \varphi = 0,9...0,12$.

In Fig.1 is represented the block scheme of an automatic control system of the power factor. In the first element, named detecting operation mode element, is detected the passage through zero of the supply net voltage and current. It generates signals on two channels, which indicates the inductive or capacitive operation mode of the supply net and an inhibition signal for an insensibility zone round the compensated operation of the net.

In the control element one elaborates the signals for the correspondent modification of the memory state and one ensures that the memory does not modify its contents during the connecting and disconnecting of a compensating step, till to the end of all transient duties and until the net response does not appear.

Memory contents determines the outputs state by agency of some amplifiers, which are acting on the compensating elements.

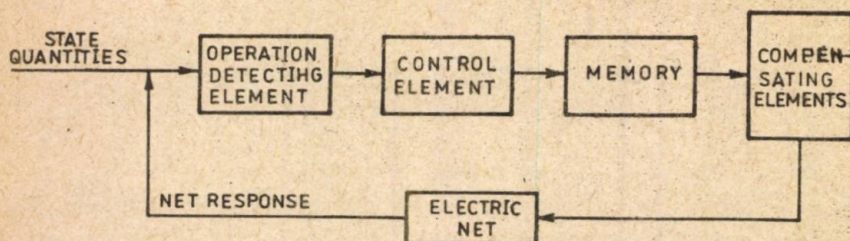


Fig.1. Block scheme of the automatic control system of the power factor.

2. Logical system structure

The logical system structure of the automatic reactive power compensation is represented in Fig.3. The voltage annulment $u_1 = f_1(u)$ and $u_2 = f_2(i)$, proportionally respectively to net voltage u and current i , is apprehended with the help of Schmitt flip-flops, which are discerning the negative - positive transition of these signals (Fig.2). The appearance of the positive front of the testing impulses, is produced - practically - for $u_1 = U_p$ and $u_2 = U_p$, where U_p represents a peak voltage.

In case of an inductive operation of the electrical net, the resulting impulse from the voltage detection u_1 is temporally delayed with $T/4$ (T being the net voltage period), so as in this interval it coincides, in case of a not compensated net, with the associated voltage $u_2 = f(i)$. In Fig.3 the temporizing blocks with $T/4$ have been numbered with 5,6. At the same time the positive front of the detected signal, for $u_1 = U_p$, sets an inhibition impulse, which creates an insensibility zone and which corresponds to a lag angle, smaller as the compensated angle with the corresponding elements of a step. In the way repeated commutations about $\cos \varphi = 1$ are eliminated.

In logical blocks 8 and (Fig.3) is verified the existance of the time coincidence of the impulses having a $T/4$ duration and the testing impulse, which enables as a matter of fact the phase lag between 0 and $\pi/2$.

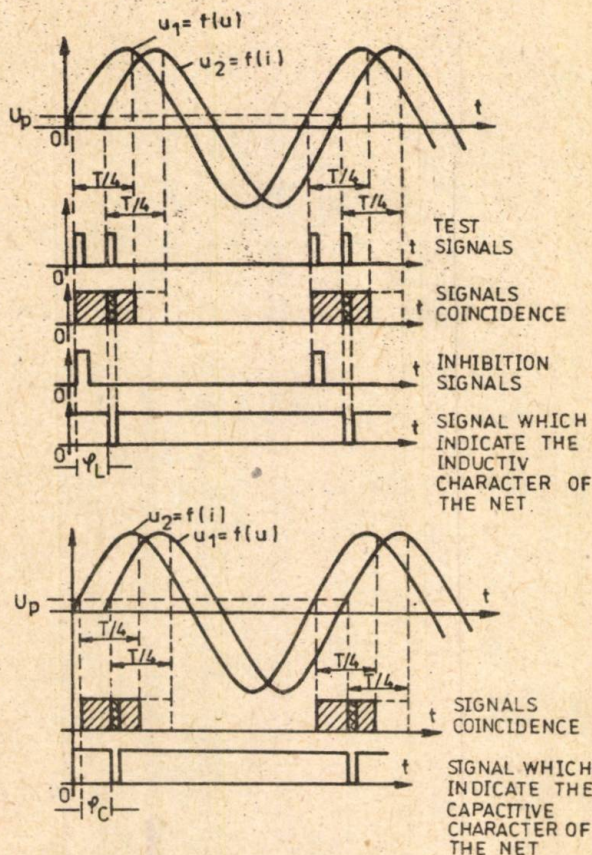


Fig.2. Wave form of the signals from the operation detecting element.

When no coincidence exists, in channels L and C don't appear control signals, and the net situation is COMPENSATED (11). On the contrary, in one of the L channels a control signal is generated (Fig.2), having a frequency equal to that of the net voltage. The inhibition impulse duration ensures a power factor varying between 0,832 and 0,999.

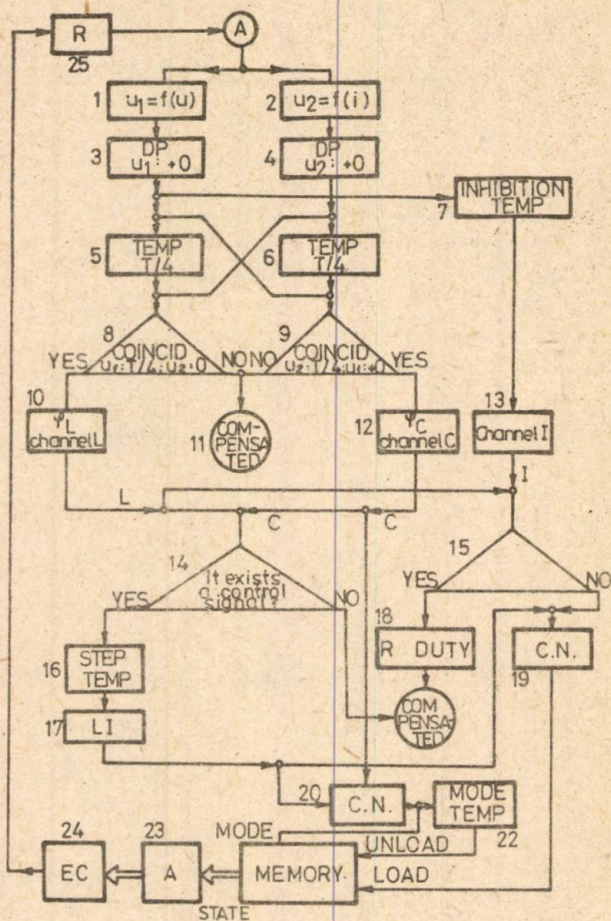


Fig.3. Logical diagram of the automatic compensation system of the power factor.

In logical block 15 the time coincidence of the inhibition I signal with the L signal is verified. The coincidence indicates the resistive or a little inductive net operation.

In case of the L signal appearance outside the inhibition zone, to the entry of the no correspondance circuit CN (19) an I signal is applied and a control temporized signal in TEMP-PAS (16), as well as on the delaying line (17). The LOADS signal sets in the MEMORY a "logical 1". The memory inscribes another "logical 1" only if the net is uncompensated and after a temporizing interval, produced in the blocks 16 and 17. A similar function has also block CN (20 for the capacitive operation, with the difference that a mode temporizing block TEMP (22) is inserted, for the MOD memory commutation.

With the help of TEMP PAS and LI one ensures a synchronization of the connecting and disconnecting compensation steps, with a tact frequency. Between two steps one ensures the reaching of net response R (25) to the A connector; this assumes for the commutations the finishing of the transient duties and the bringing up to date of the information from the system entry.

3. A solution of the system implementation

In Fig.4 is represented an implementation solution of the automatic control of the power factor. The functions $u_1 = f_1(u)$ and $u_2 = f_2(i)$ are implemented with inductive transducers, followed by a filtering and a limiting of the signals, included in Fig.3 in the block TFL.

The peak detector is implemented with a Schmitt flip-flop (TS). For obtaining impulses having a duration between 25 and 30ns implementations have been necessary with the integrated circuits CI-1 and CI-2 (type CDB 4121 E).

The impulses having T/4 duration are realized in the integrated circuits CI-3 and CI-4, and the inhibition impulse is realized in CI-5. The coincidence of the L, respectively C' signals with the impulse heving T/4 duration is implemented with the help of the NAND-1 gate for the inductive operation and by means of the NAND 7 gate for the capacitive operation.

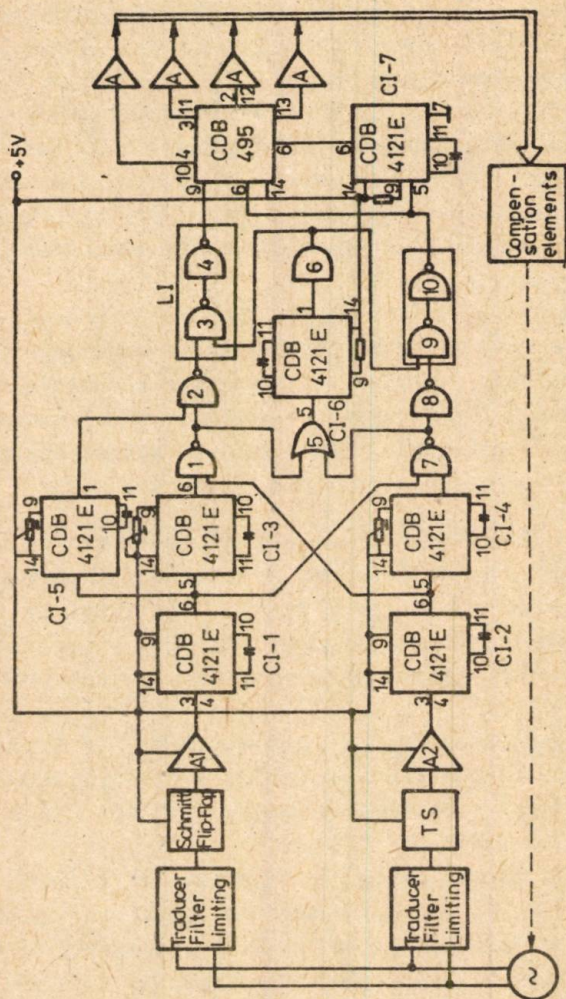


Fig. 4. A solution of the system implementation.

CI-6 receives on the 5 terminal an impulses train L or C, depending on the net operation, which initializes the step or tact temporization. With NAND-2 gate is implemented the coincidence of the inhibition signal and of the inductive operation signal.

The falling front of the tact impulse is applied on the AND-6 gate. The temporization lines are realized with the NAND-3,4 gates, respectively NAND-9,10.

The memory is a shift register (type CDB 495); the mode temporization is realized with CI-7. To the memory output are activated the A amplifiers, which are acting upon the block of the compensation elements EC. The net response is receptionated to the A connector.

6. Conclusions

The conceived and realized system by the authors is original, having in sight the relatively simple logical structure, the automatic system sincronization only to the appearance of the deviation from the resistive net operation. It posses also a high compensation of the reactive power and a large response speed of the system. The implementation is made with usual components commercially available.

7. Literature

- [1] MORRIS, R.L. si MILLER, I.L. Proiectarea circuitelor integrate. Editura Tehnică, București, 1974.
- [2] RYDER, J.D. Electronic Fundamentals and Applications (Integrated and Discrete Systems), London, 1978.
- [3] CRUȚU, G., DANI, P. Control block for an automatic control system of the power factor. 4-Th International conference on Control System and Computer Science, Bucharest - 1981.
- [4] MAICAN, S. Sisteme numerice cu circuite integrate. (Culegere de probleme) Ed. tehnică, 1980.

CRUTU, G.

SISTEM DE COMPENSARE AUTOMATA A PUTERII REACTIVE

Rezumat

În lucrare se prezintă un sistem pentru compensarea automată a puterii reactive din rețelele electrice, care alimentează receptorii de energie cu variații foarte rapide a schimbării regimului rețelei, cum ar fi instalațiile de încălzire prin inducție a metalelor.

Sistemul are o structură logică relativ simplă. Prin viteza mare de lucru, de cuplare și decuplare a unui număr mare de trepte de compensare, se obține în permanență un factor de putere mai mare de 0,9.

Implementarea se poate face cu circuite integrate MSI.

AUTOMATIC COMPENSATING OF SYSTEM OF THE REACTIVE POWER

Summary

One presents in the work a system for automatic compensating of the reactive power in electric nets, which are supplying energy receivers with very rapid changes of the net duty variations, such as metals heating through electromagnetic induction.

The system has a logical structure relatively simple. One obtains always a power factor greater as 0,9, through a big work velocity in connecting and disconnecting of a big number of compensation steps.

The implementation can be made with integrated circuits MSI.

LES PROGRAMMES "MS" ET "MV" - UN DEVELOPPEMENT DU
PROGRAMME "SAP-11/34" POUR L'AUTOMATISATION DES
SPECTOMETRES "ARL" A EMISSION OPTIQUE

Phys. S.Pop - I.A. Braşov;

Phys. D.Geiger - assistant de l'Université Braşov.

Le Quantomètre à émission optique, modèle 34000-ARL (Applied Research Laboratories) est un instrument d'analyse spectrale qui permet l'analyse quantitative de nombreux éléments, notamment les métaux et leurs alliages. Il fournit la concentration des éléments chimiques composant l'échantillon d'analyse. L'instrument est commandé par un ordinateur PDP-11/04.

Le logiciel standard pour le quantomètre 34000

S'appelle SAP-11/34 (Spectrometer Automation Program). Les principaux modules du programme SAP-11/34 sont: 1) - Le programme Mini-Dialog (MDP) qui contient les routines d'organisation, le calendrier (la date et l'heure calculées et imprimées), les fonctions mathématiques et les routines "interruptions" et "trappes". 2) - Le programme d'analyse (LW=WPR - Analysis Working Program) contient les routines pour les analyses courantes: le dialogue opérateur - computer, la commande et le contrôle du fonctionnement de l'appareil le traitement des données obtenues à la suite des mesurages, l'impression des résultats. 3) - Le programme dialogue et régression (LD=DRP - Dialog and Regression Program) contient les routines qui permettent l'établissement des tables analytiques (les "programmes" pour l'analyse de différents alliages) l'organisation dynamique de la mémoire à la disposition de l'utilisateur, le programme de régression pour la détermination des courbes de calibration. 4) - Le programme organisation des cassettes (PP=COP - Cassete Organisation Program); la mémoire externe de l'ordinateur est constituée par une unité cassettes magnétiques TA-11. Les routines permettent d'initialiser, d'imprimer, de lire, d'effacer, de copier et de d'éditer le contenu d'une cassette.

Le programme Mini-Dialog (1) est résident dans la mé-

moire active. Il transfère les autres modules (2,3,4) dans la mémoire active en fonction des commandes tapées sur le terminal LA-36. En ce qui concerne les messages, le programme SAP-11/34 ne permet que la transmission des résultats (sous forme de pourcentage) obtenus à la suite des analyses.

Les auteurs de l'article ont conçu deux programmes qui permettent la transmission des messages de l'imprimante LA-36 aux terminaux externes (téléc LA-35).

Fonctionnement des programmes MS et MV

Le programme MS (Message Standard) permet la transmission d'un message standard au téléc LA-35. Ce programme est très utile quand il s'agit d'un échantillon rapide qu'on ne peut pas analyser puisqu'il est défaut. Avec le programme MS l'opérateur transmet rapidement dans la fonderie le numéro de l'échantillon et le message standard: "Attention échantillon défaut. Envoyez un autre!". Pour cette transmission il suffit de taper à l'imprimante la commande MS, le numéro de l'échantillon (max 16 symboles) et de choisir le téléc sur lequel le message doit être imprimé. Figure 1.

Fig.1 DA 13 10 82 TI 13 2 PROGR MS SAMPLE NO 1523-4-A#
TELEX ? 2 0 0

Remarques: les symboles à introduire par l'utilisateur sont soulignés; 0 = espace.

La figure 2 présente le message imprimé au téléc

Fig.2 DA 13 10.82 TI 13 2 PROGR ATENTIE ! 1523-4-A
PROBA DEFECTA. ADUCETI ALTA !

Le programme MV (Message Variable) permet la transmission d'un message quelconque (max 213 symboles). Il est utile pour des transmission un peu plus détaillées. On appelle le programme avec la commande MV. Après l'impression de l'invitation "Tapez le message!", on tape le message sur le terminal LA-36 et on sélectionne le téléc pour transmission (figure 3.)

Fig.3 DA 13 10 82 TI 13 2 PROGR MV CLAPETEAZA MESAJUL!
PROBA 1235-2 ARE XC DEPOSIT SI XSI SUB LIMITA. \$ 0
TELEX ? 2 0 0

Sur la figure 4 on peut voir le message au télex.

DA 13 10 82 TI 13 5 PROGR ATENTIE ! MESAJ :

Fig. 4

PROBA 1235-2 ARE XC DEPOSIT SI XSi SUB LIMITA.

Description des programmes MS et MV

Le programme MS contient les étapes suivantes:

- L'identification de la commande MS-faite par la routine MDP.
- Mémorisation du contenu des registres généraux par la routine SAVERG
- Impression de la question SAMPLE NO-par la routine TTYOUT.
- Commutation du terminal LA-36 en mode Input
- Les symboles pour l'identité de l'échantillon sont mémorisés (table INKBTB).
- Initialisation de la table TXBUFF
- Sélection du télex.
- Transmission
- Fin de transmission - routine TEXOUT.
- On place dans les registres généraux le contenu initial (routine RESTRG).
- Sortie dans la routine Mini-Dialog.

E 076120	020040
\$E 076122	052101
\$E 076124	047105
\$E 076126	044524
\$E 076130	020105
\$E 076132	020041
\$E 076134	020040
\$E 076136	000044
\$	
E 076140	020040
\$E 076142	051120
\$E 076144	041117
\$E 076146	020101
\$E 076150	042504
\$E 076152	042506
\$E 076154	052103
\$E 076156	027101
\$E 076160	040440
\$E 076162	052504
\$E 076164	042503
\$E 076166	044524
\$E 076170	040440
\$E 076172	052114
\$E 076174	020101
\$E 076176	022041

Le programme MV diffère, en principal, par l'utilisation de la table plus large AUTBUF pour le stockage des symboles. Ainsi il est possible d'exécuter des transmissions plus détaillées. Les messages fixes utilisés dans les programmes MS et MV sont retenus dans la mémoire en quelques tables (code ASCII)

Fig. 5

Le programme SAP-11/34 est écrit en langage "Assembler". Puisque le système ARL-Q 34000 n'est pas équipé avec un compilateur les programmes MS et MV ont été élaborés en utilisant les instructions en code octal (code machine). Une certaine séquence des programmes est illustrée sur la figure 5.

B I B L I O G R A P H I E

- [1] SAP 11 LISTINGS 19-011-439/Applied Research Laboratories, 1980.
- [2] PDP-11/04, Processor Handbook-Digital Equipment Corporation, 1976, Maynard Massachusetts.
- [3] PDP-11 Programming Card - DEC 1975.
- [4] Spectrometer Automation Program SAR 11/34/ ARL
- [5] Spectrometer Automation System SAS - 11/ARL
- [6] LA-36/LA-35 - DEC Writer II, User's Manual/DEC '76.
- [7] KD 11 - D, Processor Manual (PDP-11/04)/DEC 1975.
- [8] PDP 11 - Peripherals Handbook /DEC 1973.
- [9] TA 11 - Cassette System - User's manual /DEC 1976.

POP, S; GEIGER, D.

PROGRAMELE "MS" SI "MV" - O DEZVOLTARE A PROGRAMULUI
"SAP-11/34" PENTRU AUTOMATIZAREA SPECTROMETRELOR "ARL"
DE EMISIE OPTICA

Rezumat

Acest articol prezintă două programe "MS" și "MV" concepute și realizate de autori. Programele sunt utilizate la transmiterea unor mesaje specifice la terminale tip - telex LA 35. Ele constituie o dezvoltare a programului SAP-11/34 pentru automatizarea spectrometrelor ARL, de emisie optică, comandate de calculatoare PDP.

LES PROGRAMMES "MS" ET "MV" - UN DEVELOPPEMENT DU
PROGRAMME "SAP-11/34" POUR L'AUTOMATISATION DES
SPECTOMETRES "ARL" A EMISSION OPTIQUE

Résumé

Cet article présente deux programmes "MS" et "MV" conçus et réalisés par les auteurs. Les programmes, sont utilisés pour la transmission des messages spécifiques aux terminaux type - telex LA 35. Ils constituent un développement du programme SAP-11/34 pour l'automatisation des spectromètres ARL à émission optique, commandés par des ordinateurs PDP.

APPAREIL ELECTRONIQUE MULTIFONCTIONNEL DESTINE AU DIAGNOSTIC
A L'ANESTHESIE, AU TRAITEMENT ET A LA PROPHYLAXIE DANS LA STO-
MATOLOGIE ET LA RECUPERATION NEURO-MOTRICE - NEURODIMI -

Florea Dinu - Dr.en.Med., Medecin a l'Hôpital de Cimpina;
Virgil Olariu - Prof.Dr.Ing.à l'Université de Brasov;
Liviu Pondar - Ing.à l'Université de Brasov;
Vasile Leontescu - Ing.à I.C.A. - Brasov.

AVANT PROPOS

Encore de son apparition et surtout dans les dernières decennies, le courant électrique constitue l'un des facteurs physiques principaux, employé dans la pratique médicale et à l'étude des phénomènes biologiques. La totalité des applications médicales par les courants électriques désigné l'electrologie. On utilise aussi les courants continus que les courants alternatifs, dans les formes variées; les courants continus ayant d'applications en ionothérapie et galvanisations. Fonction de sa fréquence, on utilise le courant alternatif dans le traitement des atrophies musculaires et degenerescence neuro-musculaires, dans l'analgésie et la gymnastique musculaire thérapeutique (b.f.) dans l'augmentation du seuil d'excitation (h.f. - dizaines de KHz.) dans la diathémie interne et externe (en general) 1.2.

Etant donné la multitude des modes d'action du courant électrique sur l'organisme, il y a, à ce jour, une grande variété de recherches et d'expériences dans ce domaine et, en general, les paramètres du courant électrique, comme suit: la forme, la fréquence, l'intensité aussi bien que le mode d'application sur le patient sont choisis par le personnel médical thérapeute, ou par le diagnostic, aussi suivant les règles déjà indiquées dans la littérature de spécialité, que suivant la propre expérience, fonctions des affections sur lesquelles on desire d'intervenir.

DESCRIPTION DE L'APPAREIL

Etant donné les nécessités requises par la pratique médicale, aussi bien que par la recherche, le collectif d'auteurs a conçu un appareil électronique, qui recouvre une gamme plus large des paramètres du courant électrique. Essentiellement, suivant la figure 1, l'appareil contient une source d'alimentation (2), qui par un commutateur (1) peut être alimentée à l'extérieur

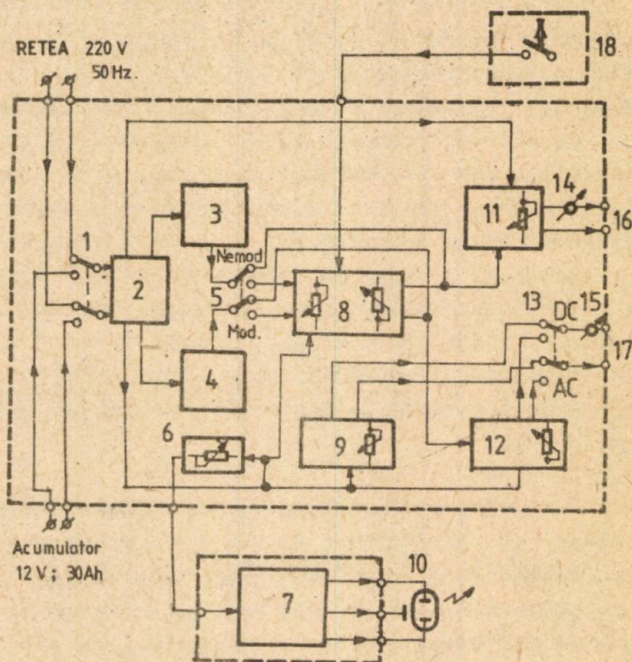


Fig.1. - Schema Bloc d'appareil Neurodimi.

aussi par le reseau, que par une batterie d'accumulateurs. Les deux generatrices d'impulsions rectangulaires avec un facteur

de remplissage 0,5(3) et (4) donnent des impulsions d'amplitude de 5V environ; la generatrice (3) donne des impulsions à fréquence réglable continue dans la gamme 7 Hz ... 120KHz. avec un affichage numerique; la generatrice (4) donne des impulsions avec des fréquence fixes dans 25 degrés - étant compris entre 5 Hz. à 150 KHz.

Sur la position "NEMOD" du commutateur (5) les impulsions generées par (3) et (4) arrivent aux amplificateurs finaux réglables, en vide, entre 0 à 100 V_{VV} (11) respectivement (12) et ensuite par les instruments de mesure (14) respectivement (15) sur les sorties de patient, independantes (16), respectivement (17). Le courant de patient peut être indiqué dans les gammes 0 ... 100 A, 0 ... 1 mA, 0 ... 10 mA.

Sur la position "MOD" du commutateur (5) les impulsions generées par (3) et (4) avant d'amplification finale passent dans (11) respectivement dans (12), par un circuit modulateur, avec deux canaux independants (8), où elles sont modulées en durée dans les trains d'impulsions durant de 0,1 à 15 sec. La durée de repos entre les trains d'impulsions peut être réglée independamment d'impulsion, toujours entre 0,1 à 15 sec.

Egalement la durée des trains d'impulsions, aussi que le repos entre les trains sont signalés optiquement, par LED.

Est à remarquer le fait que, lors de la sortie de patient (17) on peut obtenir également une tension continue réglable en vide, en effet comprise entre 0 à 30 V_{CC}, tout en passant le commutateur (13) sur la position "DC".

La tension continue réglable est generée par (9) et il y a la possibilité d'être modulée en durée avec les mêmes temps (0,1 à 15 sec) par le circuit modulateur.

Comme accessoires, l'appareil présente des sondes de patient specifiques, une pedale (18) par laquelle on peut obtenir le régime de fonctionnement "Declenché",

sur l'appareil, avec un temps de fonctionnement normal, comme indiqué au-dessus, c'est-à-dire, c'est le temps pendant on tient la pédale pousée; aussi comme accessoires sur l'appareil il y a encore un circuit (7) génératrice d'impulsions courtes de H.T., qui par la lampe à xénon (10) sont transformées dans d'impulsions lumineuses courtes, photostimulateurs, utilisées dans le diagnostic de certaines affections neurologiques.

La fréquence des impulsions lumineuses, réglable sur le panneau d'appareil est comprise entre 0,5 à 25 Hz.

BIBLIOGRAPHIE:

- [1] VASILESCU, V. Biofizică medicală. Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
- [2] DRAGOMIRESCU, E. Elemente de biofizică. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
- [3] BAJEU, G. și STANCU, GH. Generatoare de semnale sinusoidale. Editura tehnică, București, 1979.
- [4] MITROPAN, GH. Generatoare de impulsuri și de tensiune liniară variabilă, Editura tehnică, București, 1980.

DINU, F.; OLARIU, V.; BONDAR, L.; LEONTESCU, V.

APARAT ELECTRONIC MULTIFUNCTIONAL DESTINAT
DIAGNOSTICULUI, ANESTEZIEI, TRATAMENTULUI SI
PROFILAXIEI IN STOMATOLOGIE SI RECUPERARE
NEURO - MOTORIE - NEURODIMI

Rezumat

Aparatul prezentat în lucrare este un generator de impulsuri complex, care poate intra în dotarea cabinetelor stomatologice, a centrelor de investigații neurologice, a centrelor de recuperare neuromotorie și electroterapie, cu aplicații la anestezia, diagnosticarea și tratamentul pacienților cu ajutorul impulsurilor electrice.

Aparatul conține două generatoare de impulsuri dreptunghiulare și un generator de tensiune continuă, ambele cu posibilități de a fi modulate în durată, precum și un generator de impulsuri luminoase scurte fotostimulatoare.

DINU, F; OLARIU, V; BONDAR, L; LEONTESCU, V.

APPAREIL ELECTRONIQUE MULTIFONCTIONNEL DESTINE
AU DIAGNOSTIC, A L'ANESTHESIE, AU TRAITEMENT
ET A LA PROPHYLAXIE DANS LA STOMATOLOGIE ET
LA RECUPERATION NEURO - MOTRICE - NEURODIMI.

Résumé

En effet, l'appareil présenté précédemment est une génératrice d'impulsions complexe, qui peut entrer dans la dotation des cabinets stomatologiques, des centrales d'investigations neurologiques, des centrales de récupération neuro-motrice et électrothérapie, avec applications à l'anesthésie, au diagnostic et au traitement des patients à l'aide des impulsions électriques.

L'appareil contient deux génératrices d'impulsions rectangulaires et une génératrice de tension continue, en effet, toutes avec possibilités d'être modulées en durée, aussi bien qu'une génératrice d'impulsions lumineuses courtes photostimulateurs.



MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV
Comanda: 250/1984
Multiplicat în cadrul sectorului Reprografie

U01

1984 DEC - 7